

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Možnosti optimalizace údržby záložních turbokompresorů

Possibilities for optimizing the maintenance of backup
turbochargers

Student: Stanislav Šimon

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. František Helebrant, CSc.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student:

Stanislav Šimon

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování

Téma:

Možnosti optimalizace údržby záložních turbokompresorů
Possibilities for Optimizing the Maintenance of Backup Turbochargers

Zásady pro vypracování:

V aplikaci na záložní turbokompresory od výrobce ČKD, jejich vybrané řady, zpracujte ve formě studie řešení dané problematiky. V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši dané problematiky.
 2. Ideový a technický návrh řešení v obecné rovině.
 3. Aplikaci na zadané provozní podmínky.
 4. Vyhodnoťte přínosy nového řešení ve srovnání se stávajícím.
- Další specifikace bude provedena v průběhu zpracování.

Seznam doporučené odborné literatury:

CHLUMSKÝ, V., LIŠKA, A. *Kompresory*. SNTL Praha, 1982, ISBN 04-224-82

KOLARČÍK, K., KAMINSKÝ, J., PUMPRLA, O. *Kompresory*. 1.vydání. Ostrava: VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA 2004, ISBN 80-248-0704-1

LEGÁT, V. a kol. *Management a inženýrství údržby*. Professional Publishing 2013, První vydání, 570 s., ISBN 978-80-7431-119-2

KREIDL, M., ŠMÍD, R. *Technická diagnostika*. BEN – technická literatura, Praha 2006, 1.vydání, 408s. , ISBN 80-7300-157-6

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. František Helebrant, CSc.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 12.05.2014

Stanislav Gimec

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 12.05.2014

Stanislav Šimon

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Stanislav Šimon

Adresa trvalého pobytu autora práce: Jablunkov 506, 739 91

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Šimon, S. *Možnosti optimalizace údržby záložních turbokompresorů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 50 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Helebrant, F., CSc.

Úkolem této bakalářské práce je najít optimální řešení využívání záložních turbokompresorů ČKD. V úvodu jsou popsány druhy kompresorů a poté i charakterizovány turbokompresory ČKD. Dále jsou vyličený základy vibrodagnostiky strojních objektů, jakožto popsání nejběžnějších závad zejména u kompresorů, ale i u ostatních strojních celků. V praktické části jsou popsána uskutečněná vibrodiagnostická měření na turbokompresorech ČKD, a jejich vyhodnocení. Dále je zde zmínka o turbokompresorech AC a jejich možné optimalizaci údržby. V závěru je zhodnocení s možným dalším postupem pro optimalizaci záložních turbokompresorů ČKD

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Šimon, S. *Possibilities for optimizing the maintenance of backup turbochargers*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 50 p. Thesis head: doc. Ing. Helebrant, F., CSc.

The goal of this bachelor work is to find optimum solutions for use of backup ČKD turbochargers. In the introduction the types of compressors are described and then the ČKD turbochargers are characterized. Next, fundamentals of mechanical objects vibrodiagnostics are portrayed, as describing the most common faults of compressors, and also of other mechanical units. In the practical part the vibrodiagnostic measurements made with ČKD turbochargers are described, as well as their evaluation. There is also a mention of turbochargers AC and their possible optimization of maintenance. In conclusion, there is the evaluation of possible further steps to optimize backup ČKD turbochargers.

OBSAH

| | |
|--|--------|
| ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE..... | |
| Seznam použitých značek a symbolů | |
| 1 Úvod do problematiky kompresorů | - 1 - |
| 1.1 Představení společnosti Dalkia Industry CZ, a.s..... | - 2 - |
| 1.2 Druhy turbokompresorů a jejich charakteristické vlastnosti..... | - 3 - |
| 1.2.1 Radiální turbokompresory | - 3 - |
| 1.2.2 Axiální turbokompresory | - 5 - |
| 1.3 Turbokompresorové stanice | - 6 - |
| 1.3.1 Složení turbokompresorů v turbokompresorové stanici | - 7 - |
| 1.4 Technický popis turbokompresorů ČKD řady 16, 32 a 50 | - 8 - |
| 1.4.1 Popis soustrojí turbokompresoru | - 8 - |
| 1.4.2 Olejové hospodářství | - 9 - |
| 1.4.3 Technické parametry turbokompresorů řady 16, 32 a 50 | - 10 - |
| 2 Vibrodiagnostika strojních objektů | - 12 - |
| 2.1 Druhy kmitání | - 12 - |
| 2.2 Kritéria posouzení vibrací | - 14 - |
| 2.3 Nejčastější závady u rotačních strojů a jejich diagnostika..... | - 16 - |
| 2.3.1 Nevyváženost..... | - 16 - |
| 2.3.2 Letmo uložený rotor, úhlová a osová nesouosost | - 18 - |
| 2.4 Základy diagnostiky závad na kompresorech | - 19 - |
| 2.4.1 Zjištění závad skrze lopatkovou frekvenci | - 19 - |
| 2.4.2 Přidírání na ucpávkách..... | - 19 - |
| 2.4.3 Nestabilita rotoru v kluzných ložiskách..... | - 20 - |
| 2.4.4 Uvolnění základů a ložiska, přílišná vůle kluzného ložiska | - 21 - |
| 2.4.5 Turbulence a pompáž ve spektru vibrací | - 21 - |
| 3 Vibrodiagnostická měření na turbokompresorech ČKD | - 22 - |
| 3.1 Použité měřicí přístroje | - 22 - |

| | | |
|-------|--|--------|
| 3.2 | Turbokompresor ČKD řady 16 | - 23 - |
| 3.2.1 | Výsledky měření vibrací | - 26 - |
| 3.2.2 | Vyhodnocení jednotlivých částí soustrojí turbokompresoru | - 27 - |
| 3.3 | Turbokompresor ČKD řady 50 | - 32 - |
| 3.3.1 | Výsledky měření vibrací | - 35 - |
| 3.3.2 | Vyhodnocení jednotlivých částí soustrojí turbokompresoru | - 36 - |
| 4 | Problematika turbokompresorů AC | - 39 - |
| 4.1 | Současný stav údržby | - 39 - |
| 4.2 | Návrh optimálnějšího způsobu provádění údržby | - 40 - |
| 5 | Závěr | - 41 - |
| | Seznam použité literatury | - 42 - |

Seznam použitých značek a symbolů

| | | |
|-----------------|---|--------------------------------------|
| AC | Atlas Copco | [-] |
| ČKD | Českomoravská Kolben Daněk | [-] |
| ČSN ISO | Česká státní norma převzatá z mezinárodní | [-] |
| ISO | Mezinárodní organizace pro normalizaci | [-] |
| OKD | Ostravsko-karvinské doly | [-] |
| T | perioda | [s] |
| f | frekvence | [Hz] |
| f_L | lopatková frekvence | [Hz] |
| f_n | otáčková frekvence | [Hz] |
| n_L | počet lopatek | [-] |
| s | amplituda | [μm] |
| v | rychlost vibrací | [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| v_{ef} | střední kvadratická rychlost kmitání | [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| x | okamžitá výchylka vibrací | [m] |
| \bar{x} | střední hodnota | [-] |
| x_0 | amplituda vibrací | [m] |
| x_{ef} | efektivní hodnota | [-] |
| x_r | rozkmit | [m] |
| x_v | výkmit | [m] |
| σ_c | tlakový poměr | [-] |
| φ | fáze harmonické veličiny v čase $t = 0$ | [rad, °] |
| ω | úhlová frekvence | [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] |

1 Úvod do problematiky kompresorů

V oborech jako je strojírenství, hutnictví, hornictví, nebo i stavebnictví, se často využívají pneumatické stroje a nástroje, u kterých můžeme s výhodou využít vlastnosti, jako jsou například: vysoká produktivita, nízká hmotnost, kompaktnost, ale i bezpečnost. S touto poptávkou rostou i požadavky pro dodávky vzduchových kompresorů.

Měchová dmýhadla, předchůdci prvních kompresorů, byla vynalezena již před 3 500 lety, patrně i dříve. Rychlý rozvoj kompresorů začal průmyslovou revolucí, od poloviny 18. století. Velkými průkopníky v konstrukci turbokompresorů byli Francouz profesor Auguste Rateau a Angličan Sir Charles Algernon Parson. Netrvalo dlouhou a byla založena průmyslová výroba kompresorů právě v Anglii a Francii. V roce 1907 byla započata výroba také ve Škodových závodech. Po druhé světové válce začalo ČKD s výrobou chlazených turbokompresorů vlastní konstrukce. První axiální turbokompresor byl zkonstruován v roce 1956 a první šroubový kompresor byl vyroben v ČKD v roce 1962. Po zdařilém testování se vyráběly i další typy těchto kompresorů.

Kompresory můžeme rozdělit v závislosti způsobu stlačovaného vzduchu na objemové a rychlostní.

Objemové kompresory, které mají ventilový rozvod, nabudou zvětšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, ve kterém je plyn uzavřen. Kompresory objemové se dělí na kompresory s vratným pohybem pístu, kde patří například pístové a membránové a na kompresory s rotačním pohybem pístu, kde řadíme jednorotorové a dvourotorové.

Rychlostní, neboli dynamické kompresory, které se dále dělí na lopatkové (turbokompresory) a proudové, nijak nemění pracovní prostor. Kinetická energie se ve statoru za rotorem mění na energii tlakovou.

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1], [2]

1.1 Představení společnosti Dalkia Industry CZ, a.s.

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5]

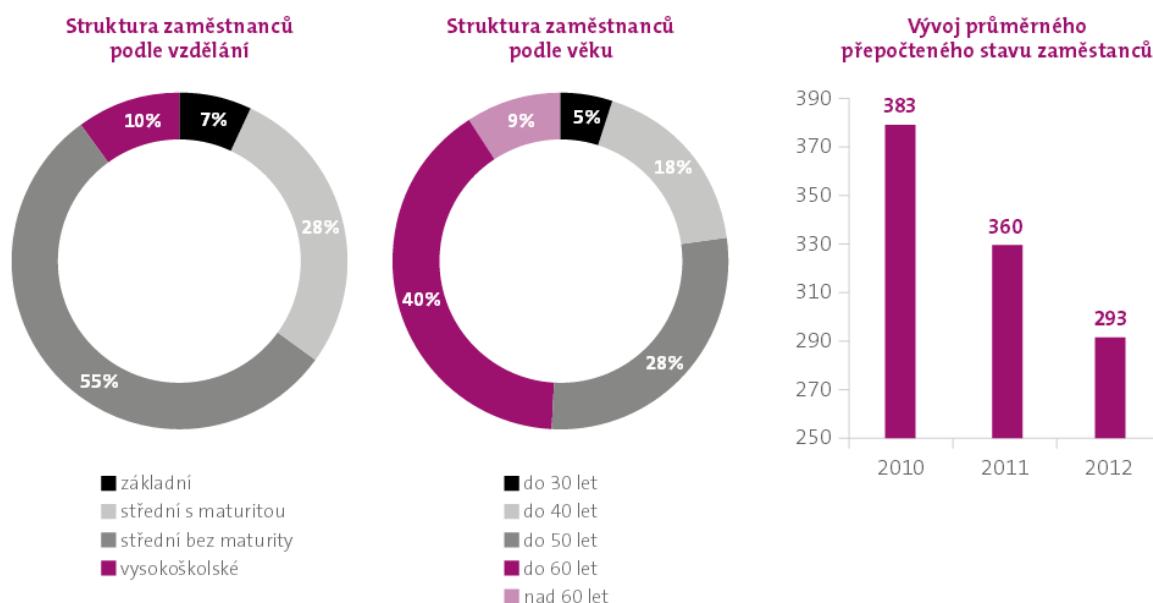
Dalkia Industry CZ a její dceřiné společnosti jsou součástí skupiny Dalkia v České republice a patří mezi nejvýznamnější energetické skupiny v zemi, od června 2010. Dalkia Industry CZ zabezpečuje dodávku a rozčlenění produkce tepla a elektrické energie, teplé vody a stlačeného vzduchu pro těžbu uhlí v dolech, jež patří největší těžební společnosti v České republice, OKD. Dodávka a distribuce elektřiny je zabezpečována i pro další konečné zákazníky připojené k místní distribuční soustavě Dalkie Industry CZ.

Dalkia Industry má dvě dceřiné společnosti:

Dalkia Commodities CZ, jeden z nejvýznamnějších nezávislých obchodníků s elektřinou v Česku, nabízí kompletní služby spojené s dodávkou elektrické energie.

Dalkia Powerline, nakupuje a distribuuje elektrickou energii v Polsku.

Na *obr. 1.* je graficky zobrazena skladba zaměstnanců Dalkia Industry CZ podle vzdělání a věku k roku 2012. Na vývoji průměrného přepočteného stavu zaměstnanců od roku 2010 do roku 2012 je patrné, že stav zaměstnanců postupně klesá.



Obr. 1.: Grafické znázornění struktury zaměstnanců podle vzdělání, věku a vývoj průměrného stavu zaměstnanců [5]

1.2 Druhy turbokompresorů a jejich charakteristické vlastnosti

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Turbokompresory se rozdělují podle směru proudění dopravované látky na:

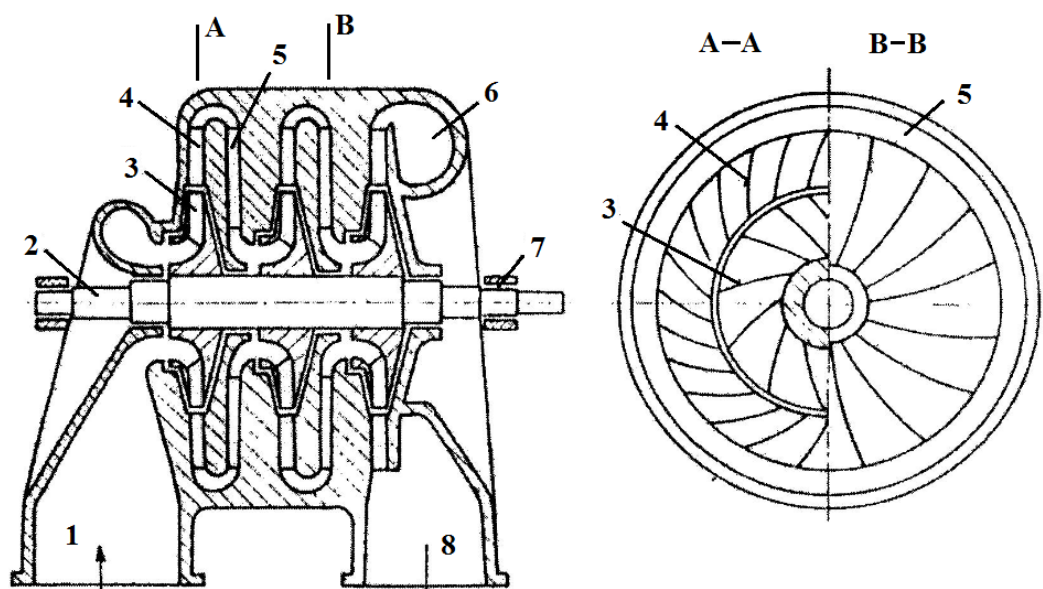
- Radiální turbokompresory.
- Axiální turbokompresory.

1.2.1 Radiální turbokompresory

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2], [6]

U radiálních turbokompresorů je médium stlačováno převážně silou odstředivou. Z toho důvodu se ve statoru kinetická energie z části mění na tlakovou energii. Stlačené médium poté proudí oběžnými koly, která jsou řazena za sebou na hřídeli, jenž má obvykle velmi vysoké otáčky pohybující se v rozmezí 3 000 až 80 000 min^{-1} . Aby byl dodržen dynamický způsob stlačování, měly by se oběžné rychlosti oběhových kol pohybovat v rozsahu 110 až 380 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. K zajištění dynamickému způsobu stlačování je zapotřebí použít pohon s převodem „do rychla“, takzvaný multiplikátor. U radiálních turbokompresorů dosahuje výkonnost 1 000 až 100 000 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a může dosáhnout hodnoty tlakových poměrů $\sigma_c = 20$, ojediněle i 80.

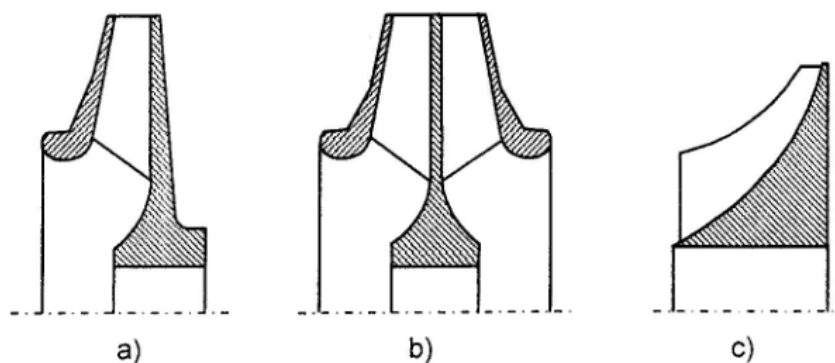
Radiální turbokompresor má zpravidla vícero stupňů. Jelikož jsou výrobní náklady jednotlivých oběžných kol velmi vysoké, vyrábí se sekce o dvou, anebo třech kolech shodného průměru. (Například pokud máme radiální turbokompresor o sedmi stupních, jsou stupně rozděleny po 3, 2 a 2 kolech).



Obr. 2.: Řez radiálním turbokompresorem o třech stupních [2]

Princip radiálního turbokompresoru (obr. 2.) spočívá v tom, že se nejdříve nasaje plyn sacím hrdlem (1), poté je u každého oběžného kola (3), za kterým je následně řazen difuzor (4) s vratným kanálkem (5), přenesen dílčí stlačený plyn do sání další sekce. Tyto vratné kanálky už nemají svůj energetický smysl. Poslední sekcí je výstupní spirálovitá skříň (6), po které je následně plyn dopraven do výtlačného hrdla (8). Tento celek bývá součástí dělené skříně, která je dělená v horizontální rovině a nese také ložiska (7), ve kterých je umístěna hřídel (2), dále pak zde mohou být umístěny různé ucpávky, připevňovací patky, a další možné příslušenství.

Na obr. 3. a) můžeme vidět kolo standardní kostrunkce, které je složeno z nosného kotouče, lopatek a krycího kotouče. Dále pak na obr. 3. b) je zobrazeno kolo, které má oboustrané sání. Kola bez krycího kotouče na obr. 3. c) jsou zhotovovány z lehkých slitin a mohou dosahovat obrovských obvodových rychlostí až $500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



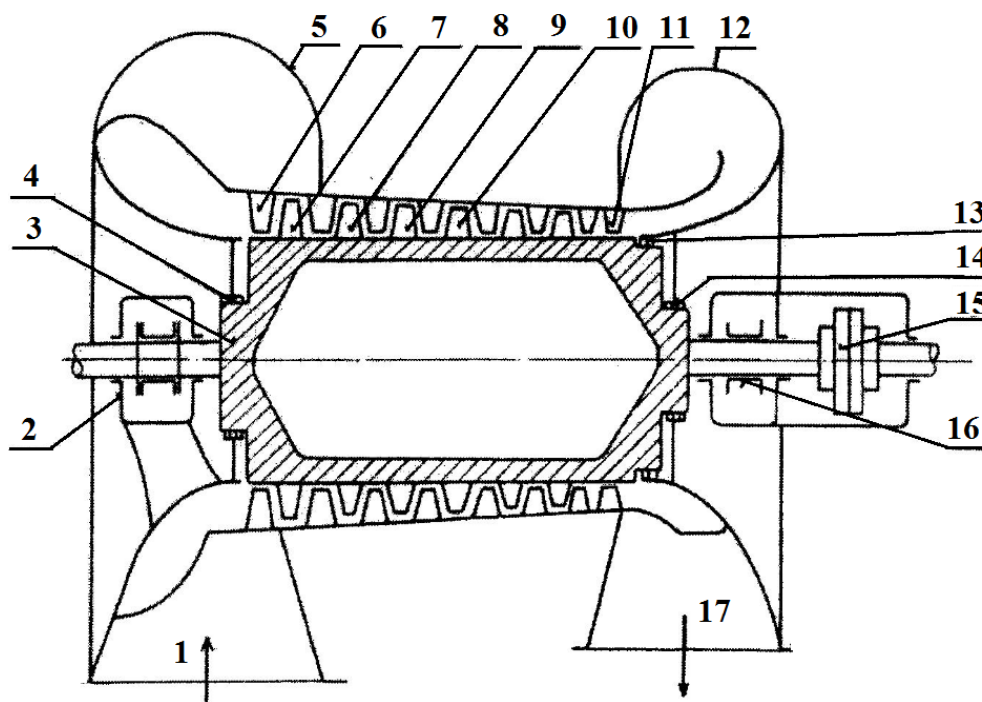
Obr. 3.: Nejpoužívanější typy oběžných kol [2]

1.2.2 Axiální turbokompresory

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2], [6]

Tyto lopátkové rotační stroje stlačují kontinuálně plyny působením změnou hybnosti proudu, který protéká po válcových plochách, souosých s osou rotace. Jejich vývoj byl směřován k sestavení kompresoru s vyšší účinností stlačeného vzduchu pro spalovací turbíny. Ve srovnání s rotačními turbokompresory mají při shodném průtoku větší množství stupňů, ovšem mají menší hmotnost i radiální parametry a vyšší energetickou efektivitu (okolo 2 až 5%). Co se týče ceny, mohou být i o 30% levnější než stroje radiální, zejména u velkých výkonů.

Jsou vyráběny pro tlaky dosahující až 1,5 MPa a mohou nabývat hodnotu výkonnosti $10\,000$ až $2,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Jejich otáčky se pohybují v rozmezí od $3\,000$ až $20\,000 \text{ min}^{-1}$ a obvodová rychlost lopatek se zpravidla volí do $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

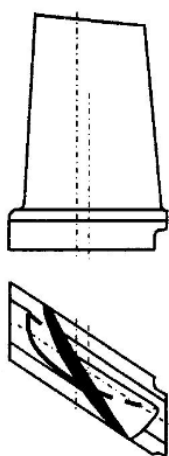


Obr. 4.: Řez axiálním turbokompresorem [2]

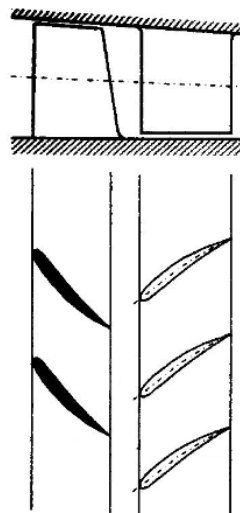
Princip činnosti axiálního turbokompresoru (obr. 4.) je založen na tom, že plyn je nejdříve vtahován sacím hrdlem (1), na které navazuje sací komora, neboli spirála (5), dále pak je plyn usměrňován předřazeným vstupním statorem (6). Energetický úsek produkuje sekce (7 - 10), která je tvořena z rotorových a statorových lopatek. Za poslední sekci je umístěn difuzor (11 a 12), z něhož proudí médium do výtláčného hrdla (17).

Buben rotoru (3) je společně se spojkou (15) ustaven na radiálním (16), ale i axiálním ložisku (2). Proti kontaktu s okolím je utěsněn labyrintovými ucpávkami (4 a 14). Protože je vyvedení plynu mezi sekcemi komplikované, plyn je v průběhu celé komprese nechlazen.

Na *obr. 5.* je zobrazena rotorová lopatka a na *obr. 6.* je pak lopatková mříž jednoho stupně, tzv. předrozdávěč, který slouží k vhodnému usměrnění proudu plynu.



Obr. 5.: Lopatka rotoru [2]



Obr. 6.: Lopatková mříž [2]

1.3 Turbokompresorové stanice

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2]

Zařízení, která pracují v závislosti na dodávce stlačeného vzduchu, potřebují k dosažení potřebné účinnosti co nejlepší rozvod tlakové energie. Uspořádání turbokompresorových stanic je závislé na technickém a ekonomickém rozboru a modelaci provozních situací. Z těchto hledisek jsou provozovány většinou tyto dvě stanice:

Ústřední (centrální) stanice: u takto uspořádané stanice bývá většinou jen jeden, nebo více velkých turbokompresorů, které mají poměrně vysokou účinnost, ovšem dopravovaný vzduch musí překonávat rozsáhlou síť potrubí, což sebou nese velké tlakové a objemové ztráty.

Decentralizovaná stanice: tento typ pracuje s menšími turbokompresory, které jsou v blízkosti zařízení a plně automatizované. Takto stavěná stanice najde uplatnění u kolísavé spotřeby stlačeného vzduchu.

Mezi základní ztráty tlakovzdušné energie (až 85%) řadíme tyto tři skupiny:

- Ztráty při stlačování vzduchu v turbokompresorech.
- Ztráty v rozvodovém potrubí.
- Ztráty vzniklé ve spotřebičích.

Největší podíl na ztrátách mají tlakové a objemové ztráty v síti, jenž mohou přesahovat až 30% z podílu celkové energie vydané na výrobu stlačeného vzduchu.

1.3.1 Složení turbokompresorů v turbokompresorové stanici

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2]

Protože je rozhodující využití energie přiváděné k pohonu strojů v turbokompresorové stanici, je důležité řídit se těmito volbami:

- Počet.
- Výkonnost.
- Použité řízení instalovaných jednotek.

Obvyklé uspořádání těchto stanic je takové, že pracují s jedním turbokompresorem pro hlavní zatížení, dále pak jedním záskokovým a dalším regulovatelným, který je stejně výkonný a má regulovatelný počet otáček. Více vhodné je ale krytí zatížení hned dvěma stejně výkonnostními turbokompresory, jenž doplňuje špičkový turbokompresor, plynule regulovatelný. Pakliže je odběr vzduchu velmi kolísavý, pokryjí tento odběr menší jednotky. Nevýhodou tohoto uspořádání je především větší investice a potřeba většího prostoru, ale velkou výhodou je snížení energie při chodu naprázdno.

Nejoptimálnějším řešením je turbokompresorová stanice, ovládána elektronickým systémem. Řízení je nastaveno tak, aby bylo automaticky zapnuto v okamžiku dosažení hranice minimálního tlaku základního kompresoru ve výtlačné síti. Následně naběhne turbokompresor s regulovatelnými otáčkami, které oscilují mezi minimálním

a maximálním tlakem ve výtlačné síti, podle aktuální spotřeby stlačeného vzduchu. Tato flexibilita zahrnuje investiční náklady, které však pokryjí neekonomický běh naprázdno.

1.4 Technický popis turbokompresorů ČKD řady 16, 32 a 50

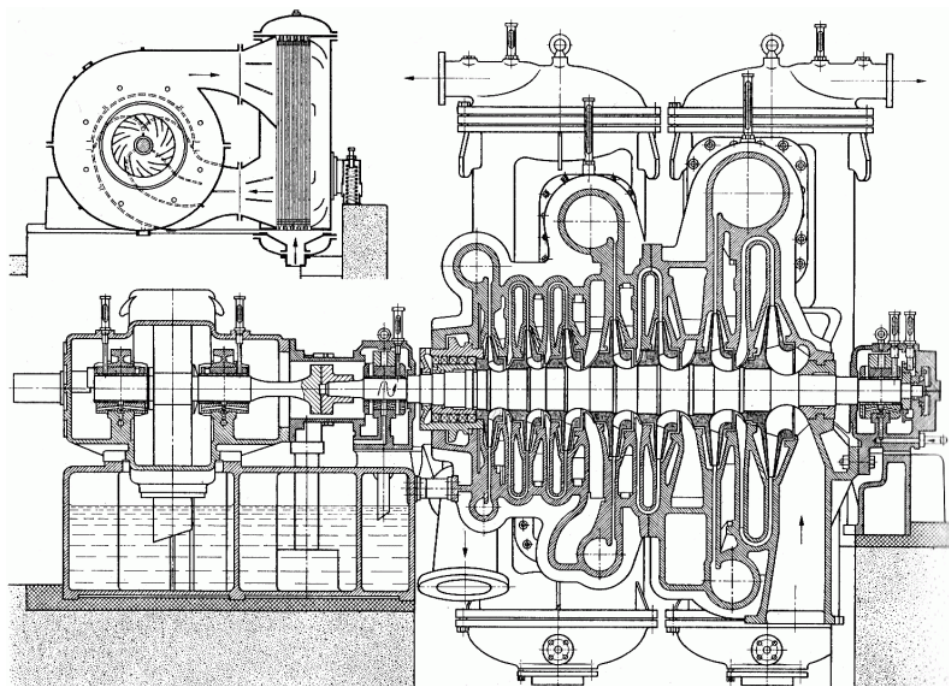
Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Kompresory ČKD slouží jako provozní záloha k výrobě stlačeného vzduchu, pro potřeby provozu v podzemí odběratele OKD. Jejich provoz je maximálně 10 směn za rok.

1.4.1 Popis soustrojí turbokompresoru

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7], [9]

Tyto turbokompresory jsou jednotělesové sedmistupňové radiální, s mezichlazením za 2. a 4. stupněm (*obr. 7.*) a jsou poháněny elektrickým pohonem. Rotor turbokompresoru je umístěn ve dvou radiálních ložiskách. Axiální sílu většinou vyrovnává vyrovnávací buben, upevněný na rotoru. Zbývající axiální pohyb zachycuje axiální ložisko.



Obr. 7.: Vyobrazení sedmistupňového radiálního turbokompresoru s mezichlazením [9]

Spojka mezi turbokompresorem a převodovkou je zubová, pohyblivá a je mazána tlakovým olejem. U řady 16 je spojka jako pryžová obruč nasunutá na talířové části nosných kusů a sevřená dělicími prstenci. Má výhodu snadné demontáže.

Převodová skříň je jednostupňová, s daným převodem. Kola jsou dvojité se šikmými zuby. Mazání ložisek je tlakové, soukolí je chlazeno a mazáno proudem oleje, tryskajícího v místě záběru. Hnací hřídel je spojen pevnou spojkou s elektrickým motorem. Na druhém konci hřídele je hlavní čerpadlo oleje, které za provozu zásobuje celé soustrojí.

Elektrický motor je synchronní a na jeho volném konci je umístěn budič. Rotor motoru je umístěn v samostatných ložiskových stojanech. Chlazení motoru je vzduchové cirkulační, přes vodní chladič umístěný v kobce pod motorem. Chladič je z trubkových svazků se žebrovanými trubkami. Spouštění motoru se provádí přes autotransformátor.

Atmosférický vzduch je nasáván přes sací filtry umístěné v sací kobce. Stlačený vzduch postupuje škrticí klapkou do 1. stupně turbokompresoru a přes 2. stupeň do 1. mezichladiče. Dále přes 3. a 4. stupeň turbokompresoru do 2. mezichladiče. Skrze 5., 6. a 7. stupeň vstupuje do dochlazovače. Zde je upravena výstupní teplota na požadovanou hodnotu a přes vzdušník postupuje do tlakovzdušného rozvodu. Na potrubí, za dochlazovačem, je umístěn uzavírací ventil, kterým lze uzavřít potrubí turbokompresoru od sítě stlačeného vzduchu. Před ním je umístěna zpětná klapka a prepouštěcí ventil, které chrání turbokompresor před zpětnými rázy vzduchové sítě (pompáží).

Turbokompresor je určen pro stlačování čistého vzduchu, volně nasávaného přes filtry z atmosféry.

1.4.2 Olejové hospodářství

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Olej je rozváděn pro mazání ložisek soustrojí, soukolí v převodovce a pro činnost regulačního ústrojí. Je čerpán z olejové nádrže, jíž objem je 3 až 5 krát větší než množství

oleje, dodávané hlavním čerpadlem za 1 minutu. Olej je čerpán olejovým čerpadlem, umístěným na převodovce, potrubím přes filtr a olejový chladič.

Pro mazání turbokompresoru se používá olej dle mazacího plánu. Hladina oleje v olejové nádrži musí být mezi otvory olejoznaku opatřenými průhlednými sklíčky. Pokles hladiny v olejoznaku se projevuje vyšší spotřebou oleje.

Olejový filtr slouží k filtraci veškerého oleje, dopravovaného čerpadly k ložiskům soustrojí. Filtr je tvořen tělesem, ve kterém jsou uloženy talíře filtru. Přívod a odpad oleje je proveden přes přepínací armaturu. Filtrace oleje se provádí po zjištění nevyhovujících odebraných vzorků, které jsou odebírány jednou až dvakrát ročně. Síto čističe oleje se po vyjmutí vypere v petroleji, nebo benzínu a osuší vzduchem.

1.4.3 Technické parametry turbokompresorů řady 16, 32 a 50

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Turbokompresor řady 16

Turbokompresor

| | |
|------------------------------------|--|
| Výrobce: | ČKD Praha |
| Rok výroby: | 1965 |
| Nasávané množství vzduchu: | $16\,000\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ |
| Absolutní tlak na výtláčném hrdle: | 0,8 MPa |
| Teplota za dochlazovačem: | 50 °C |
| Otáčky: | $9\,960\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ |

Převodovka

| | |
|-------------|---|
| Výrobce: | Škoda |
| Rok výroby: | 1966 |
| Převod: | $1\,500 / 9\,960\text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ |

Motor– 3 fázový synchronní

| | |
|----------|-----------|
| Výrobce: | ČKD Praha |
|----------|-----------|

| | |
|-------------------|------------------------------|
| Jmenovitý výkon: | 1 800 kW |
| Jmenovité napětí: | 6 kV |
| Jmenovitý proud: | 610 A |
| Otáčky: | 1 500 ot · min ⁻¹ |

Turbokompresor řady 32

Turbokompresor

| | |
|------------------------------------|---|
| Výrobce: | ČKD Praha |
| Rok výroby: | 1980 |
| Nasávané množství vzduchu: | 32 000 m ³ · h ⁻¹ |
| Absolutní tlak na výtlačném hrdle: | 0,8 MPa |
| Teplota za dochlazovačem: | 45 °C |
| Otáčky: | 7 120 ot · min ⁻¹ |

Převodovka

| | |
|----------|-------------------------------------|
| Výrobce: | Škoda Plzeň |
| Převod: | 1 500 / 7120 ot · min ⁻¹ |

Motor– 3 fázový synchronní

| | |
|-------------------|------------------------------|
| Výrobce: | ČKD Praha |
| Jmenovitý výkon: | 3 500 kW |
| Jmenovité napětí: | 6 kV |
| Jmenovitý proud: | 337 A |
| Otáčky: | 1 500 ot · min ⁻¹ |

Turbokompresor řady 50

Turbokompresor

| | |
|------------------------------------|---|
| Výrobce: | ČKD Praha |
| Rok výroby: | 1980 |
| Nasávané množství vzduchu: | 50 000 m ³ · h ⁻¹ |
| Absolutní tlak na výtlačném hrdle: | 0,8 MPa |
| Teplota za dochlazovačem: | 45 °C |
| Otáčky: | 5 660 ot · min ⁻¹ |

Převodovka

| | |
|----------|--------------------------------------|
| Výrobce: | Škoda Plzeň |
| Převod: | 1 500 / 5 660 ot · min ⁻¹ |

Motor– 3 fázový synchronní

| | |
|-------------------|------------------------------|
| Výrobce: | ČKD Praha |
| Jmenovitý výkon: | 5 500 kW |
| Jmenovité napětí: | 6 kV |
| Jmenovitý proud: | 372 A |
| Otáčky: | 1 500 ot · min ⁻¹ |

2 Vibrodiagnostika strojních objektů

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [3]

Hladina vibrací je významným indikátorem mechanického stavu stroje. Se zvýšením hodnoty vibrací se zvyšuje i hladina zvuku a to znamená zhoršující se stav některého ze strojních dílů, nebo v případě turbokompresorů může jít i o změnu struktury stlačovaného média, či zatížení celého agregátu.

Za provozu mají vliv na jednotlivé součásti strojů kolísavé, tzv. rušivé síly, způsobující jak vibrace strojů, tak i jejich základů. Tyto vibrace notně ovlivňují životnost celého stroje a v krajních případech vedou k závadám a haváriím. Způsobování těchto sil může být vyvoláváno například nevývahou, nesouosostí, špatným stavem ložisek, nestálou dodávkou vzduchu turbokompresorem do potrubí, atd.

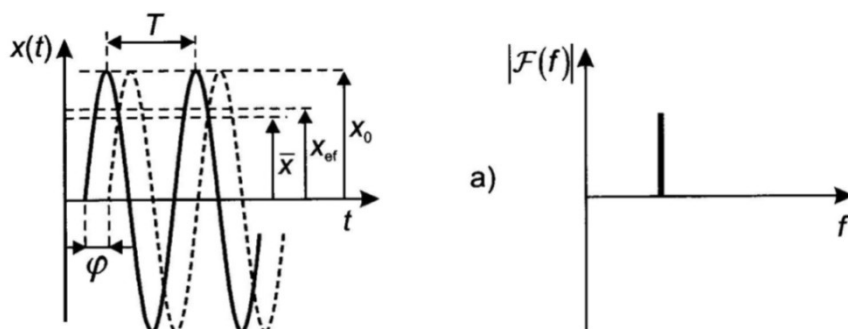
2.1 Druhy kmitání

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [3]

a) **harmonické** – Obr. 8. a).

– Jsou periodické, složené pouze z jedné frekvence a jsou dány vztahem (1.).

$$x = x_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (1.)$$

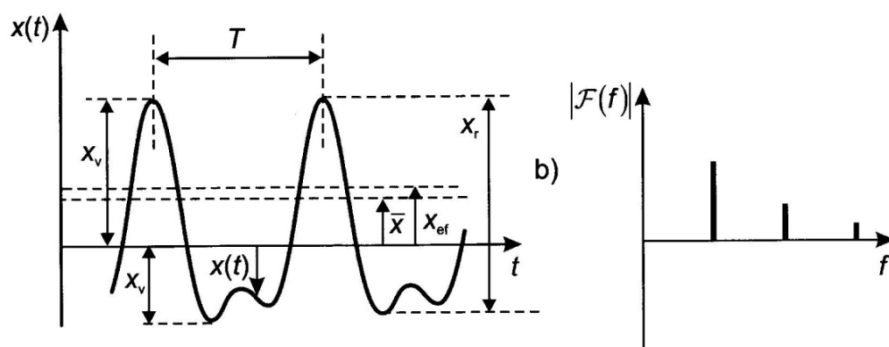


Obr. 8. a) Harmonické kmitání, vpravo je zobrazeno spektrum veličiny [3]

b) **složené periodické** – Obr. 8. b).

– Složené vibrace jsou dané superpozicí rozdílných časových průběhů a podle typu mohou být jak periodické tak i neperiodické. Periodické složené vibrace jsou pak výsledkem superpozice složených harmonických vibrací podle vztahu (2.).

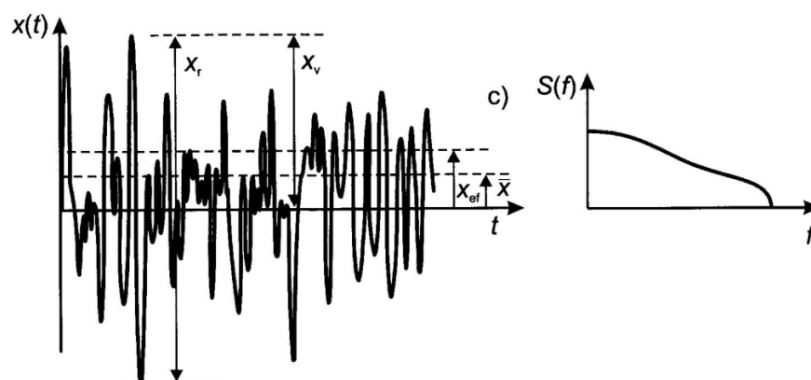
$$x = x_{01} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi_1) + \dots + x_{0n} \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_n) \quad (2.)$$



Obr. 8. b) Složené periodické kmitání [3]

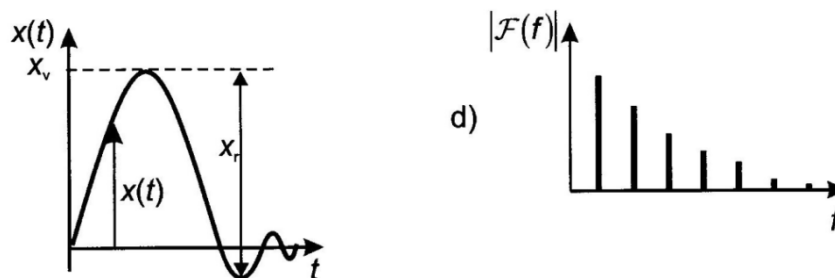
c) **náhodné** – Obr. 8. c).

– Náhodilé vibrace, neboli šum, často překrývají složený signál, který obsahuje zásadní diagnostickou informaci.



Obr. 8. c) Náhodné kmitání (šum) [3]

d) **přechodové** – Obr. 8. d).



Obr. 8. d) Přechodové kmitání [3]

2.2 Kritéria posouzení vibrací

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2]

Hlavní kritérium pro posouzení vibrací je hodnota efektivní rychlosti, která je většinou rozdělena do kategorií určitou normou. Pro účel posuzování stavu starších turbokompresorů, které navíc slouží jako záloha, je vhodná například norma ISO 2372, protože její rozhraní mezi pásmem C a D přihlíží na větší toleranci. V praktické části jsou však vibrace vyhodnoceny dle normy ČSN ISO 10 816-3, z důvodu předešlých vyhodnocování dle této normy. Norma ISO 2372, která bude sloužit jako transparentní, dělí stroje za účelem hodnocení vibrací do šesti kategorií (*tab. 1.*).

- Kategorie 1.:* malé průmyslové stroje o maximálním příkonu 15kW
- Kategorie 2.:* středně velké stroje o nominálním příkonu 15 – 75 kW
- Kategorie 3.:* velké stroje jen s rotujícími díly na pevných základech (např. turbokompresory)
- Kategorie 4.:* velké stroje, jejichž základy jsou na pružných základech (např. turbíny)
- Kategorie 5.:* stroje, které ovlivňují nevyvážené rušivé síly (pístové motory) na tuhých základech
- Kategorie 6.:* stroje, které jsou pružně uloženy a nevyváženy (např. odstředivky)

Tab. 1.: Hodnoty vibrací strojů [2]

| Stupeň intenzity kmitání | | Kategorie stroje | | | | | |
|--------------------------|--------------------------------------|------------------|---|---|---|---|---|
| Označení | Ef. rychlost [mm · s ⁻¹] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 0,71 | 0,45 – 0,71 | | | | | | |
| 1,12 | 0,71 – 1,12 | | | | | | |
| 1,8 | 1,12 – 1,8 | | | | A | | |
| 2,8 | 1,8 – 2,8 | | | B | | | |
| 4,5 | 2,8 – 4,5 | | | C | | | |
| 7,1 | 4,5 – 7,1 | | | | | | |
| 11,2 | 7,1 – 11,2 | | | | | | |
| 18 | 11,2 – 18 | | | | | | |
| 28 | 18 – 28 | | D | | | | |
| 45 | 28 – 45 | | | | | | |
| 71 | 45 – 71 | | | | | | |

Pásmo A: V tomto pásmu obvykle leží vibrace nových, nebo opravených strojů.

Pásmo B: U strojů, jejichž vibrace leží v tomto pásmu, můžeme připustit trvale provozní stav.

Pásmo C: Pásmo tohoto charakteru je dáno pro stroje, jejichž dlouhodobý provozní stav je za takových podmínek neuspokojivý. Provoz takovýchto strojů je možný do té chvíle, než se najde možnost opravy.

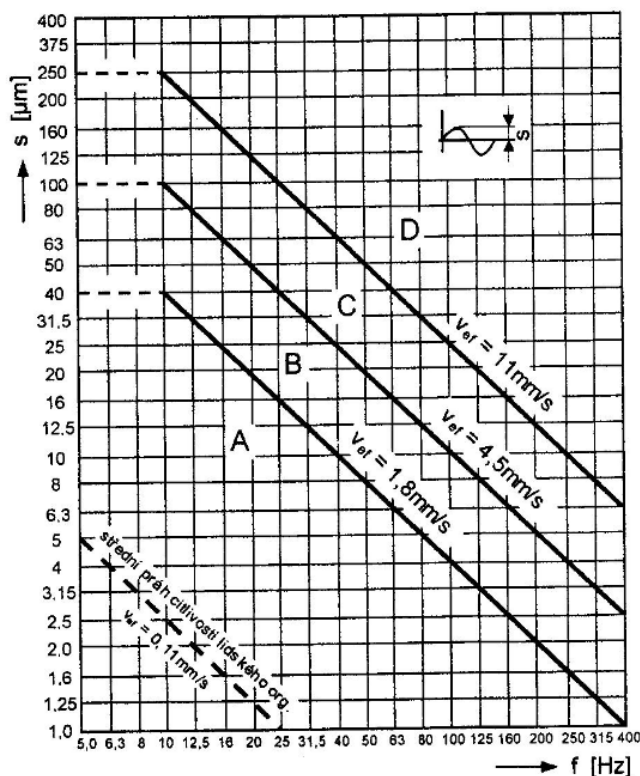
Pásmo D: Hodnoty vibrací v tomto pásmu jsou natolik vysoké, že představují riziko v provozu a mohou způsobit havárii stroje.

Abychom mohli správně posoudit zařazení stroje do náležitého klasifikačního stupně (A – D) použijeme jako kritérium (charakteristickou veličinu) střední kvadratickou rychlost kmitání v_{ef} (3.)

$$v_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T w^2(\tau) d\tau} \quad (3.)$$

Podle tohoto hodnocení byly pro jednotlivé třídy strojů složeny grafy závislosti amplitud s (μm) na frekvenci f (Hz). Na obr. 9 je zobrazen graf pro kategorii strojů 3 (turbokompresory). Jestliže máme frekvence menší než 10 Hz, nelze už tyto stupně

vymezovat konstantní efektivní rychlosti, jelikož by nepříjemně stoupaly amplitudy vibrací.



Obr. 9.: Vyhodnocení hodnoty vibrací u turbokompresorů [2]

2.3 Nejčastější závady u rotačních strojů a jejich diagnostika

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

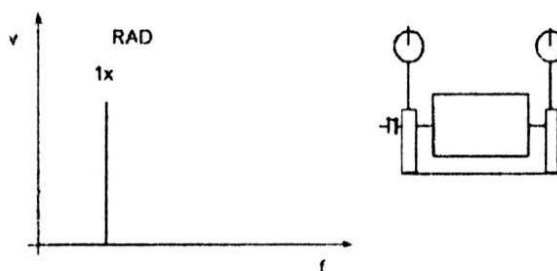
Pomocí metod technické bezdemontážní diagnostiky, neboli vibrodiagnostiky, je možné jak lokalizovat, tak i specifikovat závady, respektive poruchy.

2.3.1 Nevyváženost

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

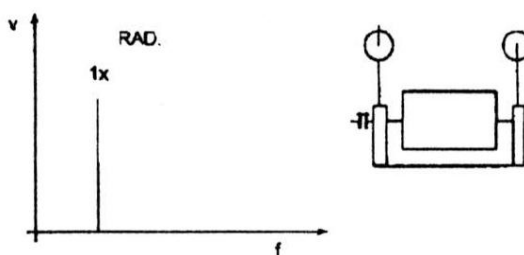
Nastává tehdy, když se centrální hmotnostní osa nekryje s příslušnou konstrukční osou. V praxi to je nejběžnější zdroj vibrací. Nevyváženost můžeme rozdělit na tři základní druhy:

- a) *Statická nevyváženost*, neboli silová (obr. 10.), se vyskytuje ve fázi a je stacionární. Důsledkem nevyváhy je amplituda, která se zvětšuje s kvadrátem otáček. Dominantní složkou ve spektru je první harmonická složka otáček.



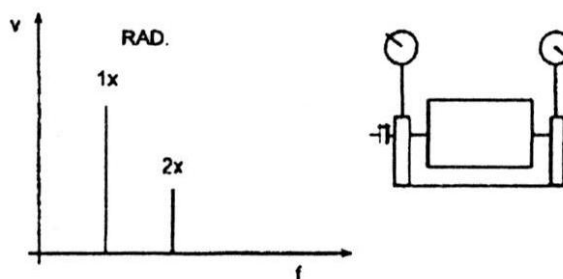
Obr. 10.: Statická nevyváženost ve spektru vibrací [4]

- b) *Momentová nevyváženost*, neboli dvojková (obr. 11.) má snahu posouvání fáze o 180° na tomtéž hřídeli. Jakožto u statické, tak i u dynamické obvykle dominuje ve spektru první harmonická složka otáček. Amplituda se zde mění s kvadrantem otáček. Pro momentovou nevyváženost je charakteristické, že může způsobit intenzivní vibrace v radiálním a axiálním směru.



Obr. 11.: Momentová nevyváženost ve spektru vibrací [4]

- c) *Dynamická nevyváženost* (obr. 12.) nastává tehdy, když není rovnoběžná osa setrvačnosti s osou rotoru. Dominantní amplituda je zde otáčková frekvence rotoru, fázový rozdíl je zde všeobecný. U velké nevyváženosti může dojít k nelinearitě a výskytu amplitudy s dvojnásobnou otáčkovou frekvencí.

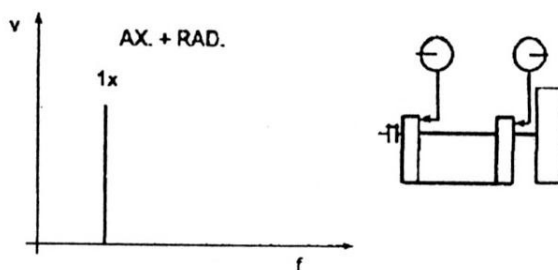


Obr. 12.: Dynamická nevyváženost ve spektru vibrací [4]

2.3.2 Letmo uložený rotor, úhlová a osová nesouosost

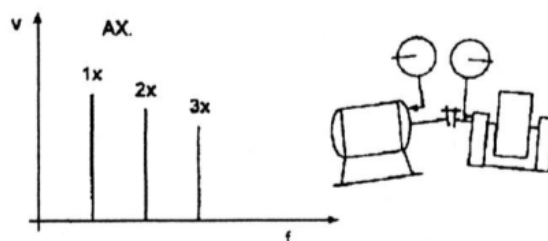
Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

Letmo uložený rotor (obr. 13.) bývá často důsledkem velkých vibrací v axiálním směru v protifázi a s nestálou fází ve směru radiálním. Při tomto měření musíme dbát na orientaci snímačů v axiálním směru.



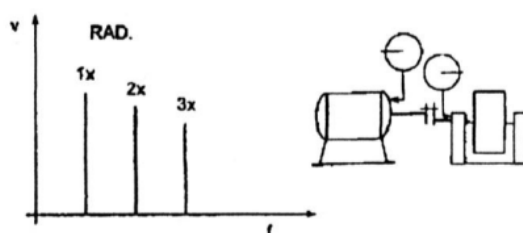
Obr. 13.: Letmo uložený motor ve spektru vibrací [4]

Úhlová nesouosost (Obr. 14.) způsobuje velké axiální vibrace a jejich fáze se mění přes spojku o 180°. Většinou je dominantní první, druhá a třetí otáčková frekvence.



Obr. 14.: Úhlová nesouosost ve spektru vibrací [4]

Osová nesouosost, neboli rovnoběžná (obr. 15.), nabývá velkých vibrací, v radiálním směru u spojky v protifázi. První otáčková frekvence bývá menší než druhá. Jestliže dojde k velkému přesazení, nabývají amplitudy 4 krát až 8 krát vyšší harmonickou složku otáčkové frekvence.



Obr. 15.: Osová nesouosost ve spektru vibrací [4]

2.4 Základy diagnostiky závad na kompresorech

2.4.1 Zjištění závad skrze lopatkovou frekvenci

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

U lopatkových strojů, jako jsou například turbokompresory (*obr. 16.*), turbíny a čerpadla, můžeme detekovat lopatkovou frekvenci ve spektru vibrací. Tuto frekvenci zjistíme vynásobením otáčkové frekvence počtem rotujících lopatek.

$$f_L = f_n \cdot n_L \quad (4.)$$



Obr. 16.: Pohled do útrobu turbokompresoru od firmy Atlas Copco s.r.o.

Na těchto lopatkových frekvencích a jejich násobcích můžeme zjistit jak poškození lopatek, tak i například nerovnoměrnou distribuci média po obvodu lopatkového kola.

2.4.2 Přidírání na ucpávkách

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

přidírání na ucpávkách bývá důsledkem například nesprávného provedení ucpávek, chybné montáže, nebo nadměrné nevývahy. Takovéto přidírání omezuje funkci ucpávek.

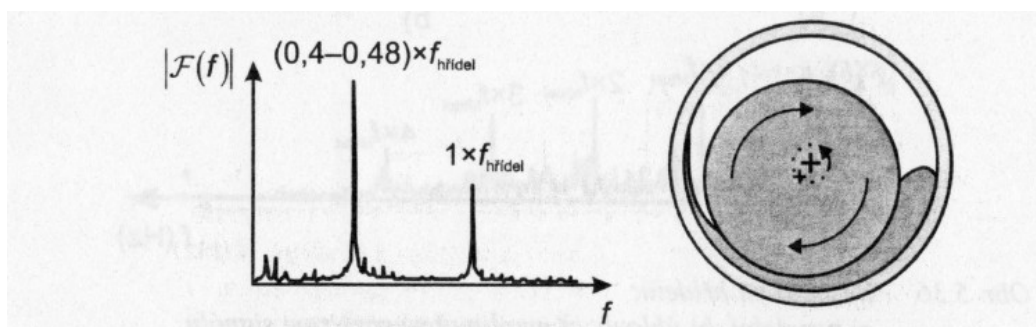
Přidírání je možno klasifikovat do dvou tříd:

- a) *částečné přidírání*: charakteristicky se jedná o opakující se impulsivní jev, kdy ucpávky zvyšují souhrnnou dynamickou tuhost soustavy. Projevuje se zvýšením zejména frekvence prvních kritických otáček. Fáze i vibrace mají v tomto směru sklon k nestabilitě.
- b) *úplné kruhové přidírání*: stejně jak u částečného, tak i toto přidírání zvyšuje frekvenci prvních kritických otáček a také zvyšuje tuhost celé soustavy.

2.4.3 Nestabilita rotoru v kluzných ložiskách

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [2], [4]

Nestabilita rotoru může vznikat jak v ložiskách, tak i v ucpávkách. Tato nestabilita vzniká například obvodovým prouděním oleje a je důsledkem poruch ucpávek a rychlého poškození ložisek. Nestabilita rotoru je rozdělena na dvě fáze: *whirl* (víření oleje) a *whip* (tlučení oleje). U první fáze – *whirl* (obr. 17.) se vytvoří olejový klín, jehož otáčková frekvence leží v rozmezí $0,4-0,48$ násobku otáčkové frekvence hřídele. Tuto fázi způsobuje například malá excentricita hřídele. Druhá fáze, neboli *whip* vzniká při překročení prahu stability v důsledku zvyšování otáček. U poruchové frekvence je patrné, že se s otáčkami asymptoticky blíží k prvnímu násobku otáčkové frekvence hřídele.



Obr. 17.: Frekvenční spektrum způsobené vířením oleje u kluzného ložiska [2]

Jak víření oleje, tak i jeho tlučení jsou vibrace ustálené a to jak z hlediska otáčkových složek vibrací, tak i amplitudy. Při měření absolutních vibrací se však ani zřejmá porucha tohoto druhu nemusí zobrazit jako dominantní složka spektra.

2.4.4 Uvolnění základů a ložiska, přílišná vůle kluzného ložiska

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

Velmi častou závadou u rotačních strojů bývá uvolnění mezi základy, ložiskovým stojanem a samotným ložiskem. Toto uvolnění se často projevuje v horizontálním, vertikálním, a axiálním směru. Uvolnění některých z pevných částí způsobuje zvětšení první otáčkové frekvence, může to být i důsledkem výrazného snížení frekvence rezonančních oblastí.

Uvolnění ložiska periodického charakteru se projevuje snížením tuhosti soustavy. Ve frekvenčním spektru se tato závada projeví přímo v otáčkové frekvenci hřídele, nebo v jejích 0,5 násobku, nebo i v 1/3 násobku této frekvence.

V případě velkých vůlí u kluzného ložiska, které mohou být příčinou již při výrobě, nebo opotřebením, je diagnostika založena na sledování orbity z relativních snímačů X – Y na ložisku. Tyto snímače sledují statické polohy hřídele, jenž má tendenci k nestabilitě.

2.4.5 Turbulence a pompáž ve spektru vibrací

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [4]

Turbokompresory, jakožto i jiné lopatkové stroje, jsou konstruovány pro dané množství protékaného a stlačovaného média. Pompáž, neboli zpětné rázy vzduchové sítě, mívají za následek rychlé poškození důležitých strojních součástí, ale i potrubních systémů. Proto by nemělo docházet ke vzniku těchto škodlivých stavů. Vznik šíření tlaku, který je protisměrný, charakterizuje hlubokou pompáž.

Pompáž se ve frekvenci projevuje v jednotkách Hz, a lze ji poznat podle zvukové odezvy. Pompáž je velice problematická, protože ji nelze odstranit pouhým snížením otáček, stroj je nutno plně odlehčit a poté znovu najet do zátěže. Tento problém způsobuje hystereze, která je daná tvarem charakteristiky za pompážní mezí. Proti tomuto nežádoucímu jevu jsou dnešní kompresory standardně vybavovány regulací, která je založená na řízeném přepouštění média z výtlačku zpět do sání.

3 Vibrodiagnostická měření na turbokompresorech ČKD

Měření bylo z provozních důvodů aplikováno pouze na turbokompresory ČKD řady 16 a 50. Na těchto turbokompresorech byly naměřeny záznamy vibrací na všech důležitých ložiskách a poté vyhodnoceny v podobě grafů. Měření bylo prováděno nejdříve u protáčení bez zatížení, kdy nedodával turbokompresor vzduch do oběhu a poté byly vibrace měřeny při plném zatížení turbokompresoru.

Vibrodiagnostická měření jsou prováděná při protáčení těchto turbokompresorů. Tato protáčení se uskutečňují několikrát za rok, podle pořadí provozní zálohy.

3.1 Použité měřicí přístroje

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [10]

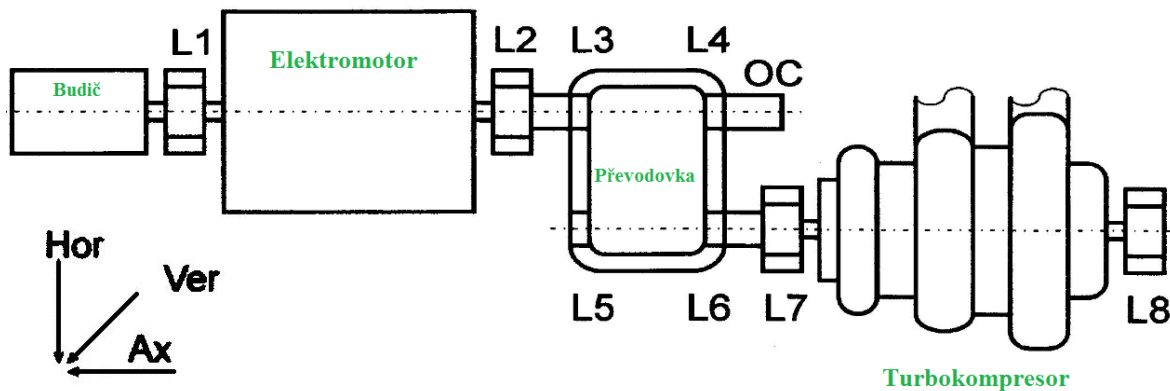
K záznamu vibrací na turbokompresorech byl použit měřicí analyzátor od firmy Adash A440 – VA4Pro (obr. 18.), kterým může měřit vibrace v horizontálním, vertikálním a axiálním směru najednou. Zařízení má výstupy pro 4 sondy, takže můžeme současně připojit i měřič otáček. Pro změření vibrací v horizontálním a vertikálním směru jsme použili dva akcelerometrické snímače A102 – 1A a pro měření vibrací v axiálním směru byl použit akcelerometrický snímač A104 – 1A. Tyto sondy byly k měřeným bodům připevněny pomocí zabudovaného magnetu.



Obr. 18.: Analyzátor A440 – VA4Pro [10]

3.2 Turbokompresor ČKD řady 16

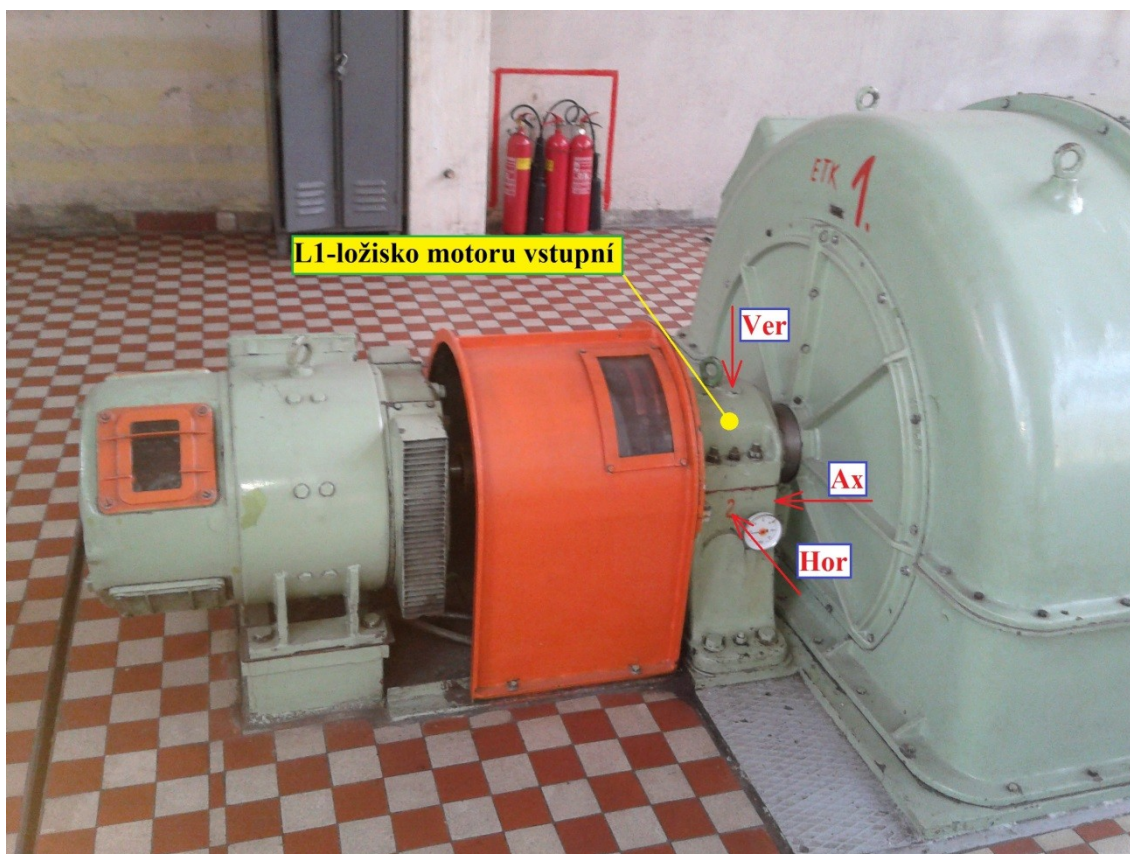
Nejdříve bylo popsáno schéma měřících bodů na jednotlivých ložiscích (*obr. 19.*), poté je na *obr. 20.* popis jednotlivých částí soustrojí turbokompresoru a na *obr. 21 – 24* jsou zobrazeny měřící body v horizontálním, vertikálním a axiálním směru.



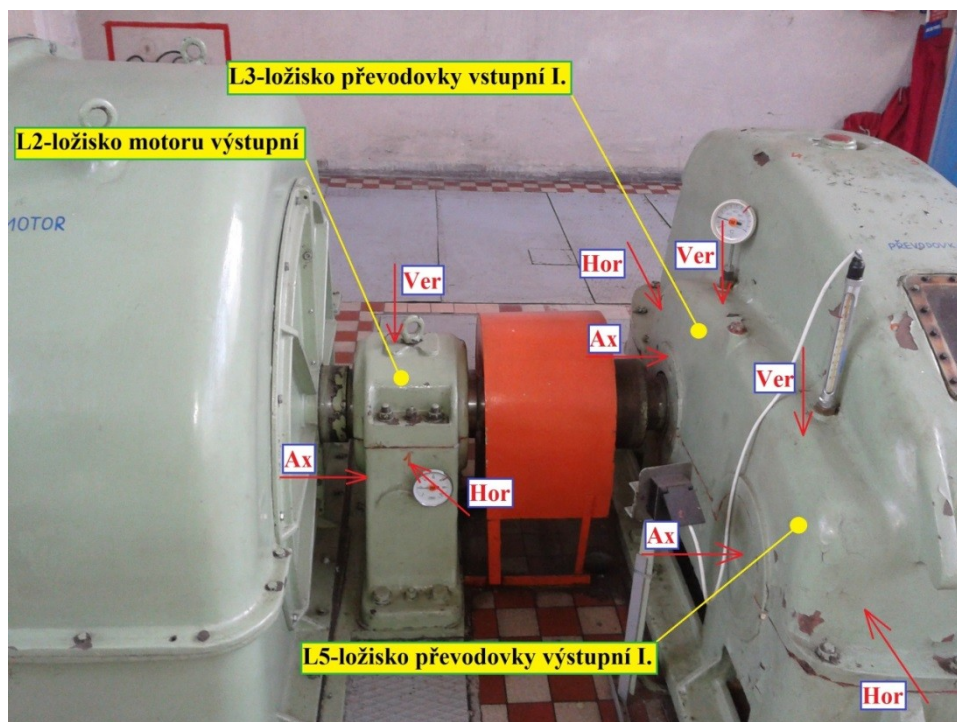
Obr. 19.: Schéma měřících bodů [autor]



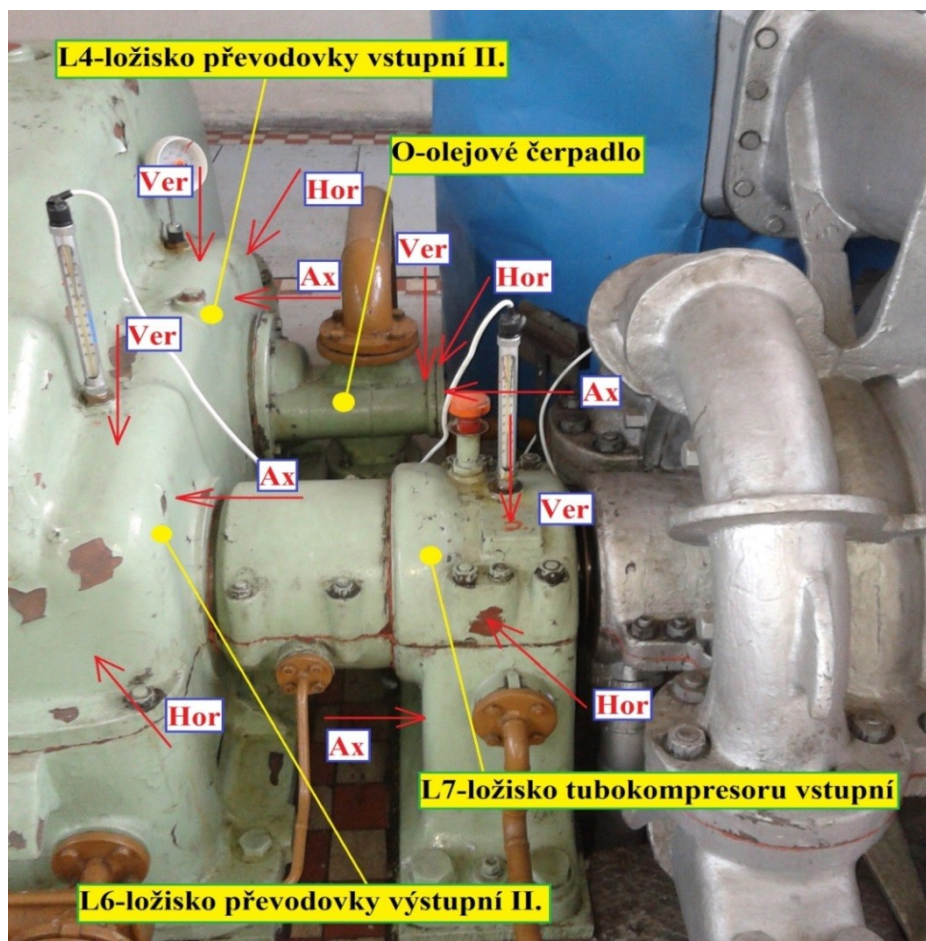
Obr. 20.: Popis soustrojí turbokompresoru řady 16 [autor]



Obr. 21.: Umístění měřicích bodů na ložisku L1 [autor]



Obr. 22.: Umístění měřicích bodů na ložiskách L2, L3 a L5 [autor]



Obr. 23.: Umístění měřicích bodů na ložiskách L4, L6, L7 a olejovém čerpadle O [autor]



Obr. 24.: Umístění měřicích bodů na ložisku L8 [autor]

3.2.1 Výsledky měření vibrací

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [8]

Vibrace byly posuzovány dle Normy **ČSN ISO 10 816-3** a to pro stroje skupiny 1: velké stroje se jmenovitým výkonem větším než 300 kW a menším, nebo rovným 50 MW; elektrické stroje s výškou osy hřídele $H \geq 315$ mm (tab. 2.).

Tab. 2.: Hodnocení vibrací dle normy ČSN ISO 10 816-3 [8]

| Rozhraní pásem | Efektivní hodnota rychlosti |
|----------------|-----------------------------|
| A/B | 2,3 |
| B/C | 4,5 |
| C/D | 7,1 |

Námi naměřené hodnoty byly možné porovnat s již dříve naměřenými hodnotami (tab. 3.), ovšem u olejového čerpadla tato měření dříve neproběhla. Můžeme sledovat nepříznivý trend hlavně u ložiska turbokompresoru vstupního, když už je žádoucí provést opravu.

Tab. 3.: Celkové vibrace naměřené na ložiskových stojanech dne 21. 6. 2012 [8]

| Měřicí bod | Efektivní rychlost vibrací [mm / s _{eff}] | | |
|---------------------------------------|---|-----|-----|
| | Hor | Ver | Ax |
| L1 – ložisko motoru vstupní | 0,4 | 0,3 | 0,4 |
| L2 – ložisko motoru výstupní | 1,1 | 0,5 | 1,1 |
| L3 – ložisko převodovky vstupní I. | 1,0 | 1,1 | 1,9 |
| L4 – ložisko převodovky vstupní II. | 1,2 | 0,9 | 1,1 |
| L5 – ložisko převodovky výstupní I. | 1,4 | 1,3 | 1,3 |
| L6 – ložisko převodovky výstupní II. | 1,1 | 1,2 | 1,1 |
| L7 – ložisko turbokompresoru vstupní | 4,2 | 4,0 | 2,5 |
| L8 – ložisko turbokompresoru výstupní | 0,4 | 0,5 | 1,0 |
| Olejové čerpadlo | – | – | – |

Tab. 4.: Hodnocení efektivní hodnoty rychlosti vibrací v nezatíženém stavu [autor]

| Měřicí bod | Efektivní rychlost vibrací [mm / s _{eff}] | | |
|---------------------------------------|---|-----|-----|
| | Hor | Ver | Ax |
| L1 – ložisko motoru vstupní | 0,3 | 0,5 | 0,5 |
| L2 – ložisko motoru výstupní | 0,3 | 1,4 | 0,8 |
| L3 – ložisko převodovky vstupní I. | 0,7 | 1,0 | 2,0 |
| L4 – ložisko převodovky vstupní II. | 1,1 | 0,8 | 0,8 |
| L5 – ložisko převodovky výstupní I. | 1,4 | 0,8 | 2,9 |
| L6 – ložisko převodovky výstupní II. | 1,0 | 0,6 | 0,8 |
| L7 – ložisko turbokompresoru vstupní | 3,3 | 5,0 | 2,2 |
| L8 – ložisko turbokompresoru výstupní | 0,3 | 0,3 | 0,6 |
| Olejové čerpadlo | 12,3 | 3,0 | 1,0 |

Tab. 5.: Hodnocení efektivní hodnoty rychlosti vibrací v provozním zatíženém stavu [autor]

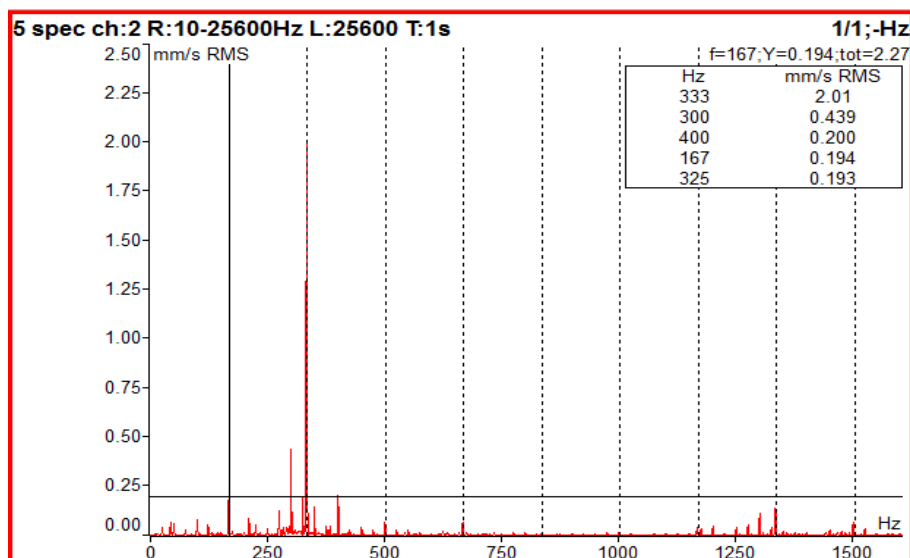
| Měřicí bod | Efektivní rychlost vibrací [mm / s _{eff}] | | |
|---------------------------------------|---|-----|-----|
| | Hor | Ver | Ax |
| L1 – ložisko motoru vstupní | 0,3 | 0,5 | 0,8 |
| L2 – ložisko motoru výstupní | 1,1 | 2,0 | 0,7 |
| L3 – ložisko převodovky vstupní I. | 1,0 | 1,0 | 1,3 |
| L4 – ložisko převodovky vstupní II. | 1,1 | 1,0 | 0,7 |
| L5 – ložisko převodovky výstupní I. | 0,9 | 1,3 | 1,6 |
| L6 – ložisko převodovky výstupní II. | 1,1 | 0,8 | 1,0 |
| L7 – ložisko turbokompresoru vstupní | 3,0 | 4,5 | 3,5 |
| L8 – ložisko turbokompresoru výstupní | 0,7 | 0,5 | 0,6 |
| Olejové čerpadlo | 10,5 | 3,9 | 1,5 |

3.2.2 Vyhodnocení jednotlivých částí soustrojí turbokompresoru

Při vyhodnocování byly brány v potaz hlavně hodnoty naměřené při zatížení, kdy má turbokompresor pracovat nejdelší dobu.

Elektromotor

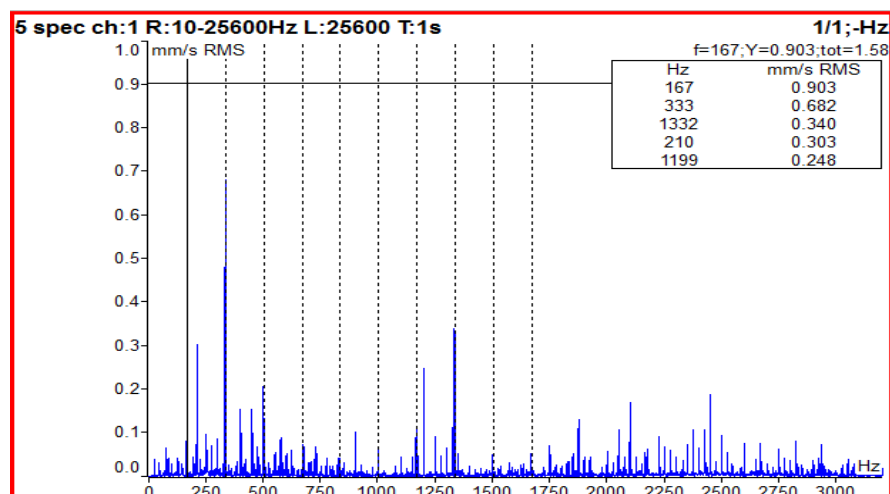
Z naměřených hodnot vibrací vyplývá, že oba ložiska jsou ve velmi dobrém stavu. Zvýšené vibrace byly pouze u výstupního ložiska ve vertikálním směru. Ze získaného spektra (*graf 1.*) můžeme určit, že zvýšené vibrace se nacházejí v druhé otáčkové frekvenci hnaného hřídele (333 Hz), takže zde může být nevývaha, nebo nesouosost. Vibrace jsou ale v pásmu A, takže prozatím není potřeba řešit tento problém. Co se týče samotného elektromotoru, tak zde nejsou patrné žádné špičky ve frekvenci sítě (50 Hz) ani otáčkové frekvenci (25Hz), tudíž je bez závad. Spektrum je v rozsahu 10 – 25 600 Hz (pro názornost je zobrazeno pásmo pouze od 10 do 1 500 Hz) a počet vzorků je 25 600.



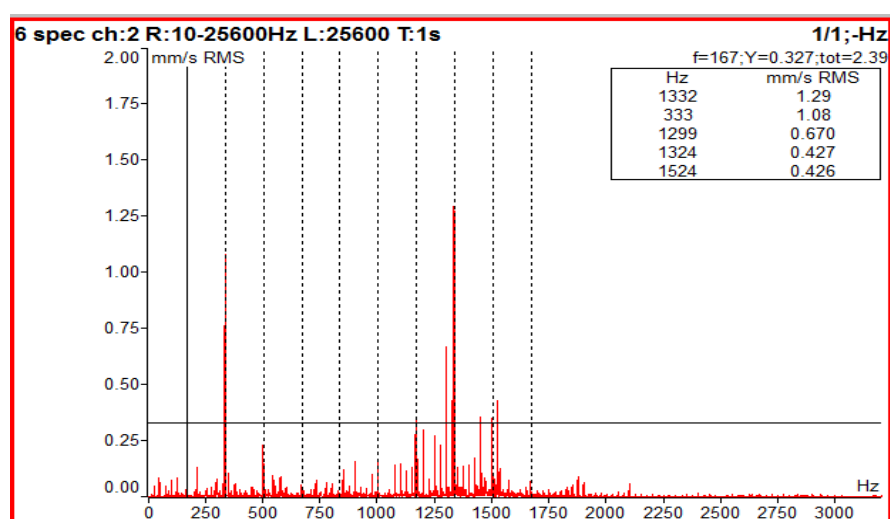
Graf 1.: Spektrum ložiska motoru výstupního, ve vertikálním směru

Převodovka

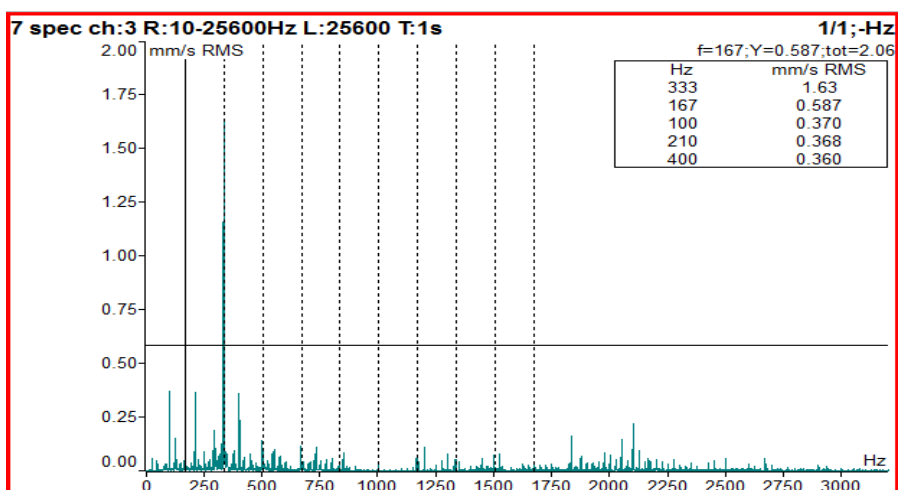
Ložiska převodovky jsou také v dobrém stavu, až na ložisko výstupní I, které vykazuje zvýšené vibrace v nezátíženém, ale ne v zatíženém stavu. Protože jsou tyto vibrace pořád v pásmu A, není důvod k jejich revizi. Jelikož se jedná o převodové ústrojí, bylo třeba vyhodnotit i možné poškození ozubených kol. K tomuto účelu bylo vybráno ložisko výstupní I. v zatíženém stavu, kde byly naměřeny nejvyšší vibrace (*graf 2., 3. a 4.*). Ozubení vykazuje známky opotřebení, které však nemají zásadní vliv na chod stroje. Nejvyšší vibrace byly naměřeny u horizontálního směru v otáčkové frekvenci hnaného hřídele (167 Hz), ve vertikálním směru to bylo v osminásobku otáček frekvence hnaného hřídele a v axiálním směru to bylo v dvojnásobku této frekvence.



Graf 2.: Spektrum výstupního ložiska I., v horizontálním směru



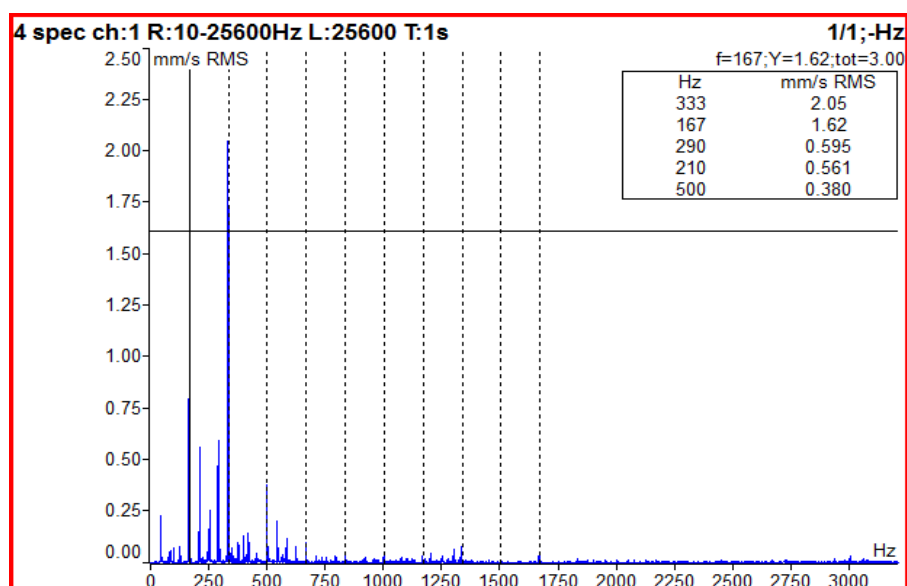
Graf 3.: Spektrum výstupního ložiska I., ve vertikálním směru



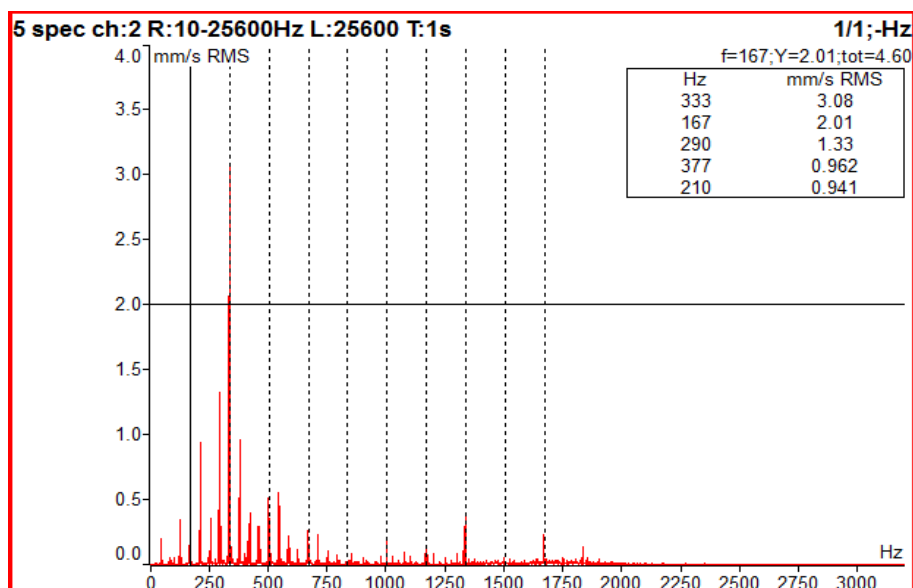
Graf 4.: Spektrum výstupního ložiska I., v axiálním směru

Turbokompresor

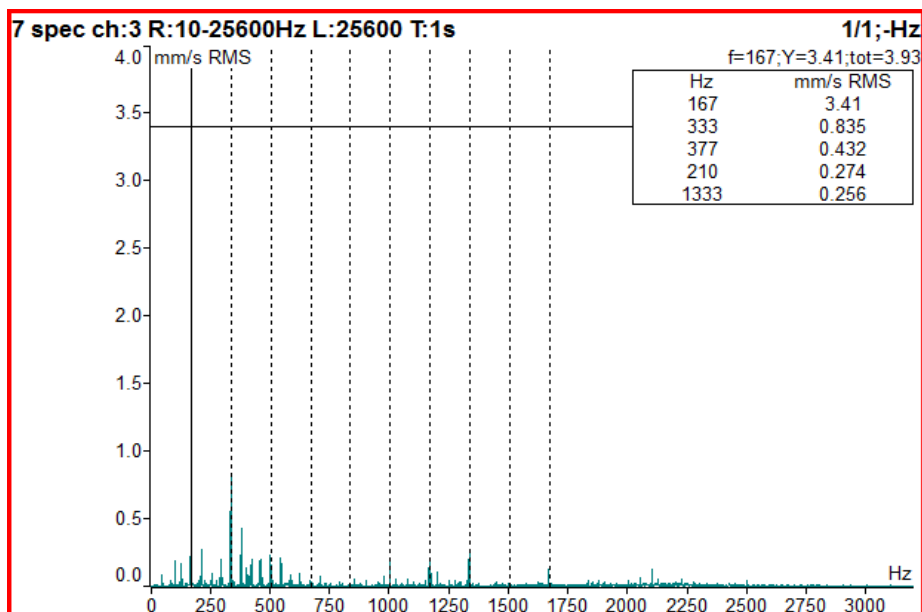
Vstupní ložisko turbokompresoru vykazovalo zvýšené vibrace a to hlavně ve vertikálním směru, kde se hodnota efektivní rychlosti vyšplhala, až do kategorie D. Bylo by tedy žádoucí provést revizi ložiska. Na spektrální analýzu bylo použito vstupní ložisko v zatíženém stavu (graf 5., 6. a 7.). Nejvyšší vibrace byly naměřeny u horizontálního směru v dvojnásobku otáčkové frekvence hnaného hřídele, ve vertikálním směru to bylo také v dvojnásobku otáček frekvence hnaného hřídele a v axiálním směru to bylo právě ve frekvenci hnaného hřídele. V porovnání s dříve naměřenými hodnotami se vibrace ve vertikálním, i axiálním směru zvýšily, je tedy žádoucí provést revizi co nejdřív.



Graf 5.: Spektrum vstupního ložiska, horizontální směr



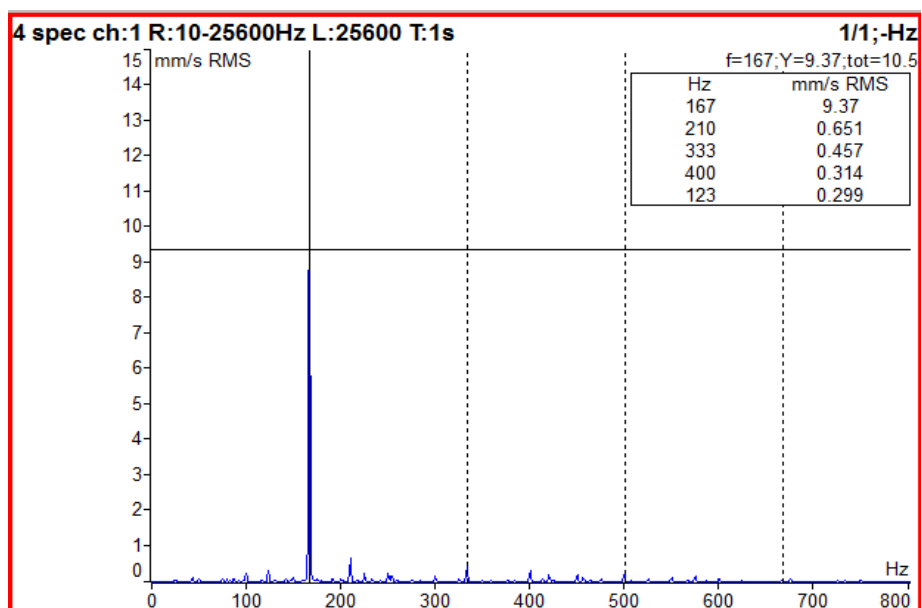
Graf 6.: Spektrum vstupního ložiska, vertikální směr



Graf 7.: Spektrum vstupního ložiska, axiální směr

Olejové čerpadlo

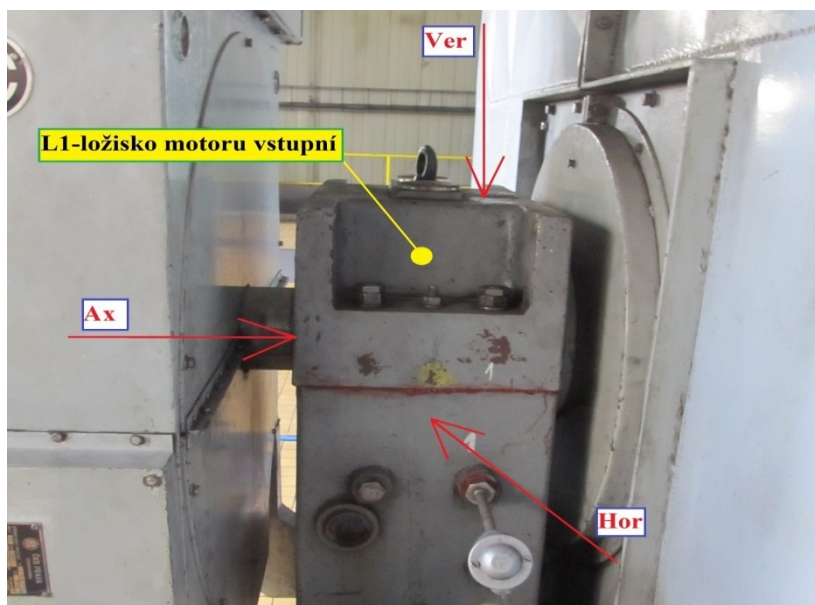
U olejového čerpadla byly nejdříve naměřeny v nezatíženém i v zatíženém stavu v horizontálním směru velmi vysoké vibrace spadající do kategorie D, ovšem kdybychom tyto vibrace posuzovali dle normy ISO 2372, spadaly by tyto vibrace do kategorie C. Tuto vysokou hodnotu může způsobovat vibrace potrubí, ovšem frekvence těchto vibrací se nachází v otáčkové frekvenci hnaného hřídele. I když tyto vibrace zásadním způsobem neovlivňují převodové ústrojí, bylo by vhodné provést kontrolu tohoto čerpadla.



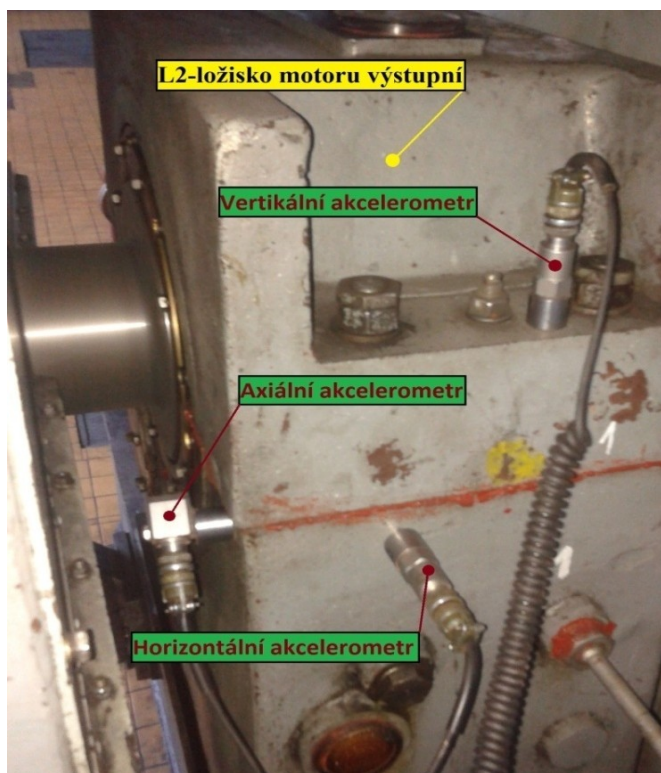
Graf 8.: Spektrum olejového čerpadla, horizontální směr

3.3 Turbokompresor ČKD řady 50

Motor i turbokompresor byl společně s převodovkou zakrytován v plechové skříni, která chránila součásti od prachu a současně fungovala jako ochrana okolí proti vysoké hladině hluku.

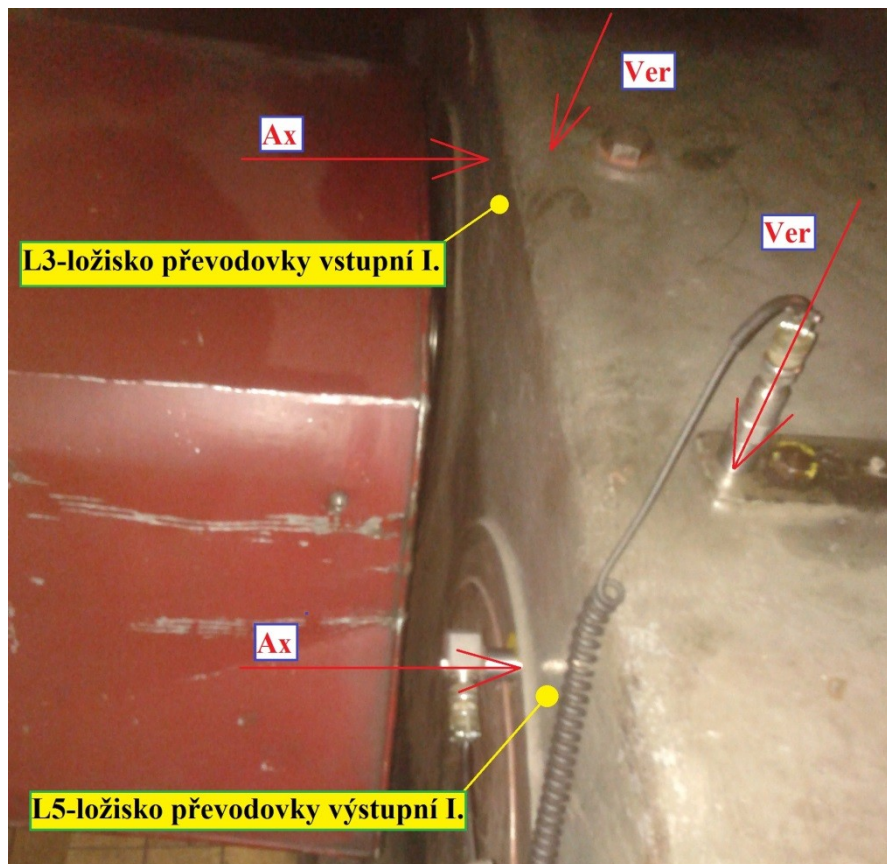


Obr. 25.: Umístění měřicích bodů na ložisku L1 [autor]

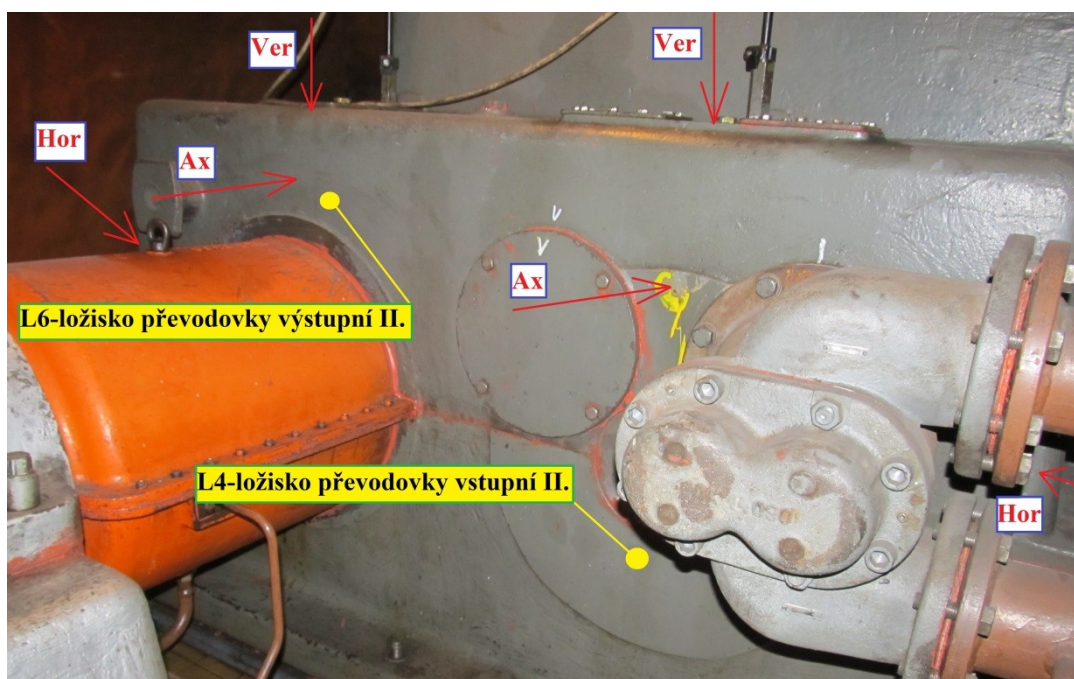


Obr. 26.: Osazení ložiska L2 akcelerometry, tyto místa slouží jako měřící body [autor]

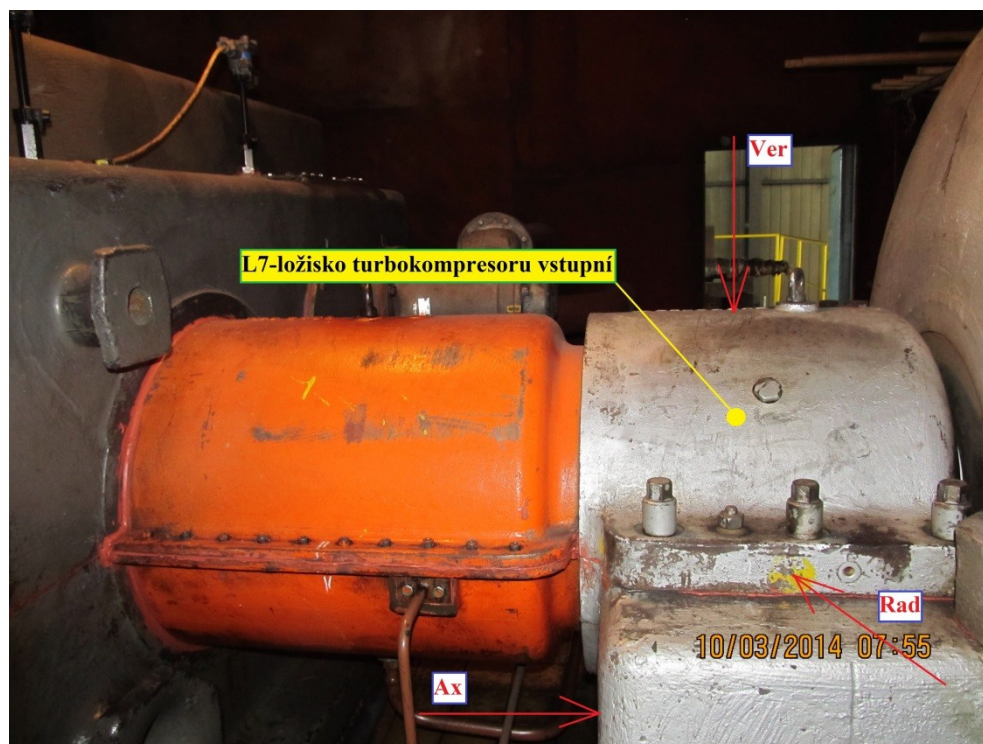
Z důvodů špatné dostupnosti jsou na obr. 19. zobrazeny jen měřicí body ve vertikálním a axiálním směru. Horizontální body jsou umístěny na horním dílu převodovky.



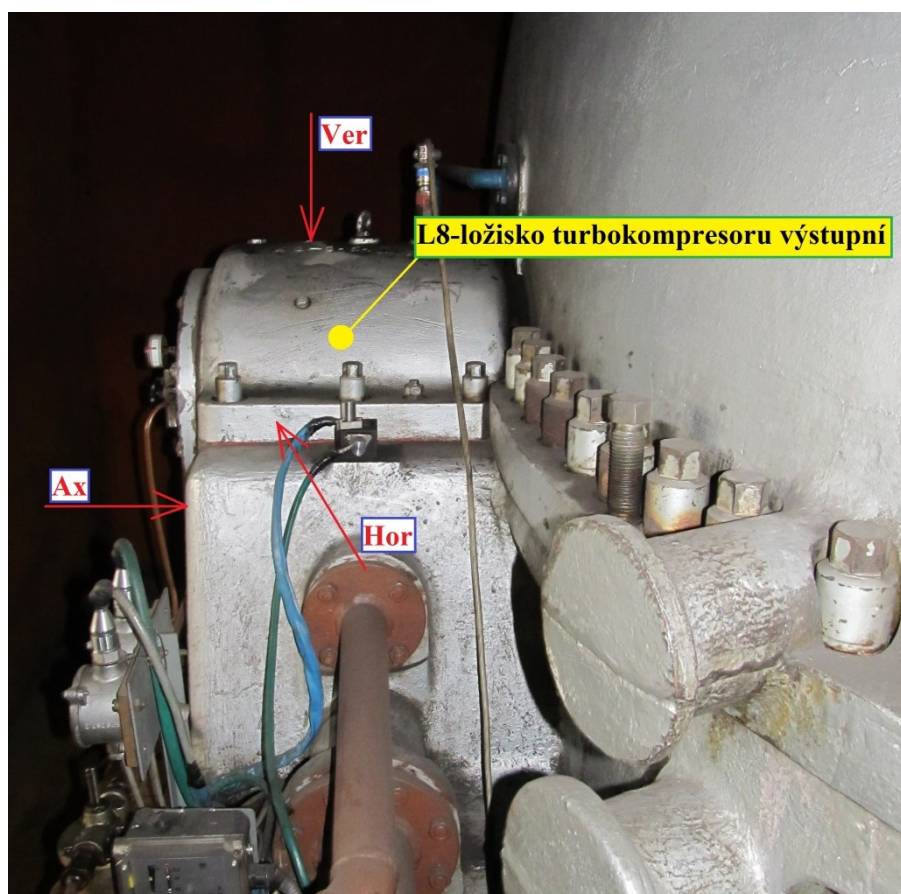
Obr. 27.: Umístění měřicích bodů na ložiskách L3 a L5 [autor]



Obr. 28.: Umístění měřicích bodů na ložiskách L4 a L6 [autor]



Obr. 29.: Umístění měřících bodů na ložisku L7 [autor]



Obr. 30.: Umístění měřících bodu na ložisku L8 [autor]

3.3.1 Výsledky měření vibrací

U tohoto typu turbokompresory nebyly k dispozici žádné předešlé měření, nebylo tedy možné určit zvyšující se trend. Hodnoty efektivní rychlosti vibrací byly hodnoceny dle ČSN ISO 10 816-3.

Tab. 6.: Hodnocení efektivní hodnoty rychlosti vibrací v nezatíženém stavu

| Měřicí bod | Efektivní rychlost vibrací [mm / s _{eff}] | | |
|---------------------------------------|---|-----|-----|
| | Hor | Ver | Ax |
| L1 – ložisko motoru vstupní | 1,0 | 1,0 | 0,7 |
| L2 – ložisko motoru výstupní | 2,9 | 2,1 | 1,1 |
| L3 – ložisko převodovky vstupní I. | 2,0 | 1,6 | 1,9 |
| L4 – ložisko převodovky vstupní II. | 0,9 | 1,3 | 1,9 |
| L5 – ložisko převodovky výstupní I. | 1,8 | 1,0 | 3,0 |
| L6 – ložisko převodovky výstupní II. | 1,6 | 1,0 | 2,3 |
| L7 – ložisko turbokompresoru vstupní | 0,6 | 0,4 | 0,6 |
| L8 – ložisko turbokompresoru výstupní | – | – | – |

Tab. 7.: Hodnocení efektivní hodnoty rychlosti vibrací v nezatíženém stavu

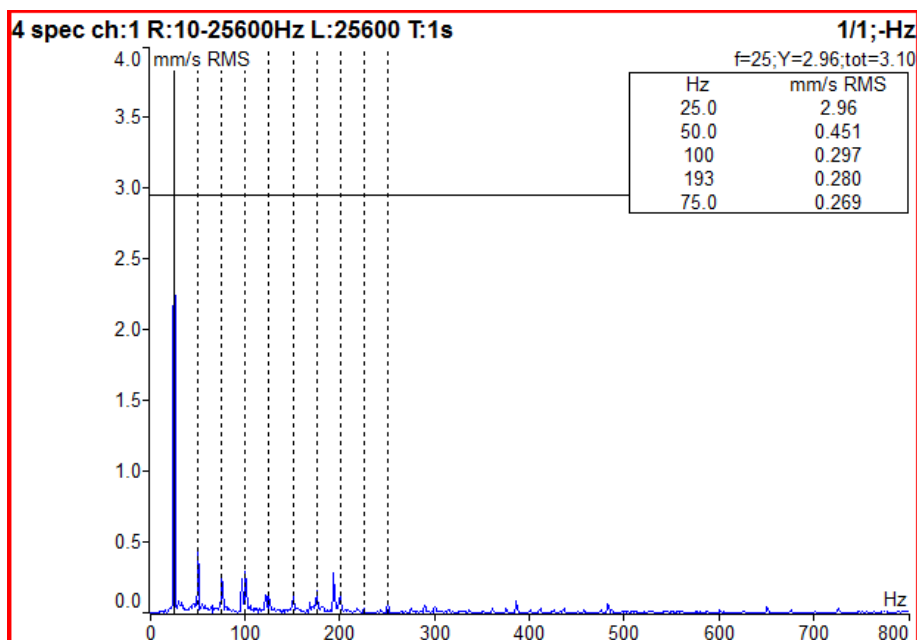
| Měřicí bod | Efektivní rychlost vibrací [mm / s _{eff}] | | |
|---------------------------------------|---|-----|-----|
| | Hor | Ver | Ax |
| L1 – ložisko motoru vstupní | 1,5 | 1,1 | 1,1 |
| L2 – ložisko motoru výstupní | 3,1 | 2,4 | 2,1 |
| L3 – ložisko převodovky vstupní I. | 2,3 | 2,5 | 2,2 |
| L4 – ložisko převodovky vstupní II. | 1,0 | 2,2 | 2,0 |
| L5 – ložisko převodovky výstupní I. | 2,2 | 2,7 | 2,8 |
| L6 – ložisko převodovky výstupní II. | 1,6 | 2,9 | 2,7 |
| L7 – ložisko turbokompresoru vstupní | 0,8 | 0,7 | 0,9 |
| L8 – ložisko turbokompresoru výstupní | 0,8 | 0,5 | 1,1 |

3.3.2 Vyhodnocení jednotlivých částí soustrojí turbokompresoru

Při vyhodnocování byly brány v potaz hlavně hodnoty naměřené při zatížení, kdy má turbokompresor pracovat nejdelší dobu.

Elektromotor

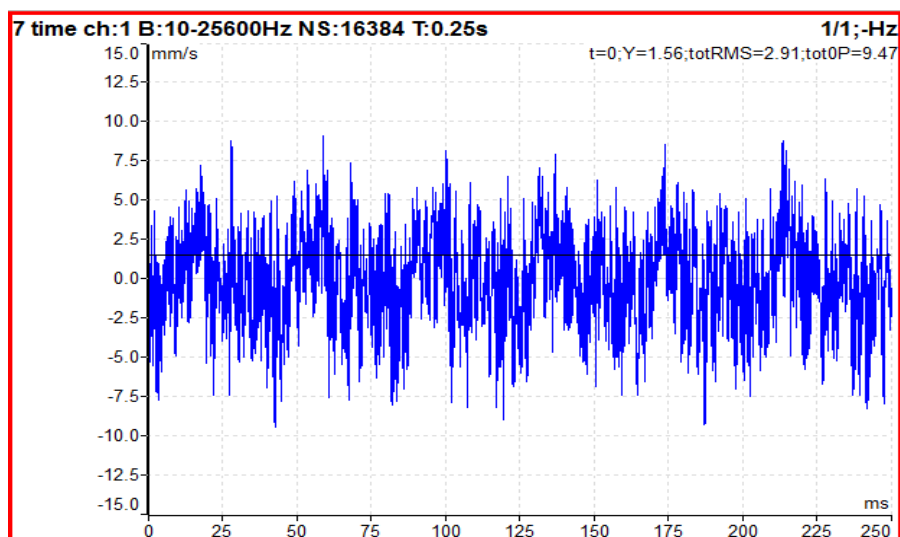
U vstupního ložiska elektromotoru byly zaznamenány vibrace ve všech směrech v kategorii A, jak v zatíženém, tak i nezatíženém stavu, tudíž je toto ložisko v pořádku. U výstupního ložiska byly mírně zvýšené vibrace, hlavně v horizontálním směru. Tyto vibrace se podle *grafu 9.* vyskytují v otáčkové frekvenci elektromotoru, tedy 25 Hz. Jelikož v násobcích této frekvence je znatelný útlum, jedná se o nevývahu, nebo nesouosost. Hodnocení stavu elektromotoru a ložisek spadá do kategorie A – B, jsou tedy v pořádku.



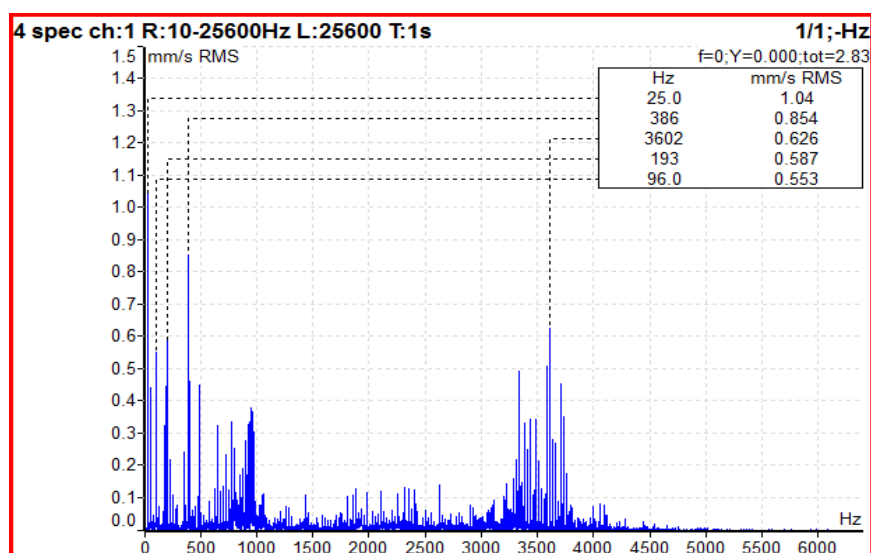
Graf 9.: Spektrum výstupního ložiska elektromotoru, horizontální směr

Převodovka

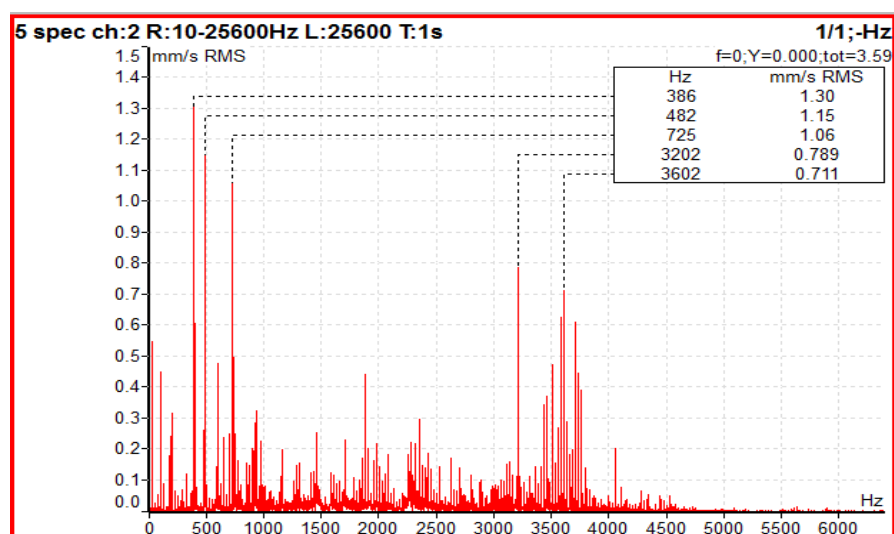
Jelikož nebyl znám počet zubů u převodovky, nebylo možné s jistotou určit zubovou frekvenci. Mohli jsme ji ale vyčíst z grafu, kde byla výrazná hodnota okolo 3 600 Hz. Při zkoumání časového signálu (*graf 10.*) bylo zjištěno poškození převodovky, které mohlo být následkem ulomeného zubu, nebo i únavové opotřebení na více zubech. Hodnoty sice spadají do kategorie B, ale je určitě důležité věnovat tomuto problému pozornost. Pro grafické znázornění bylo použito ložisko výstupní I., které bylo zatížené v plném provozu.



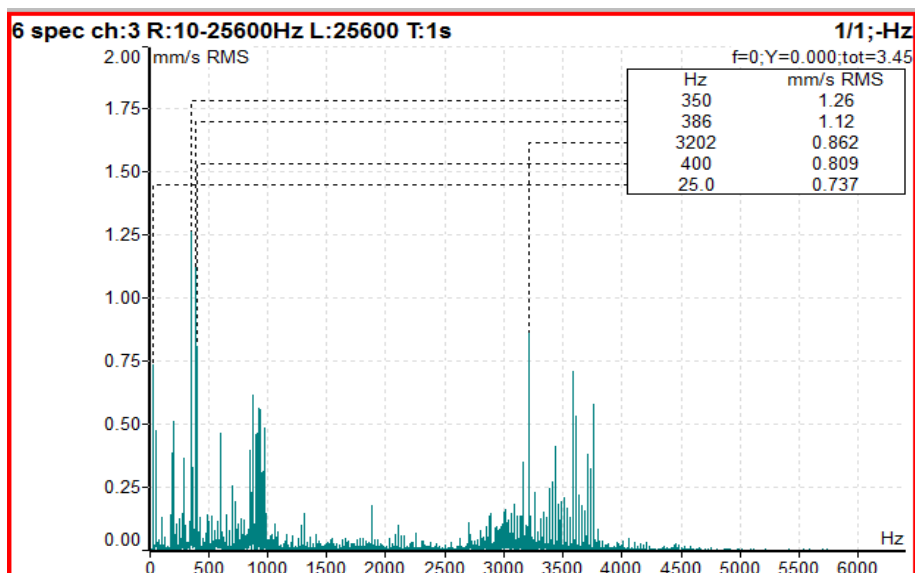
Graf 10.: Časový signál výstupního ložiska I., horizontální směr



Graf 11.: Spektrum výstupního ložiska I., horizontální směr



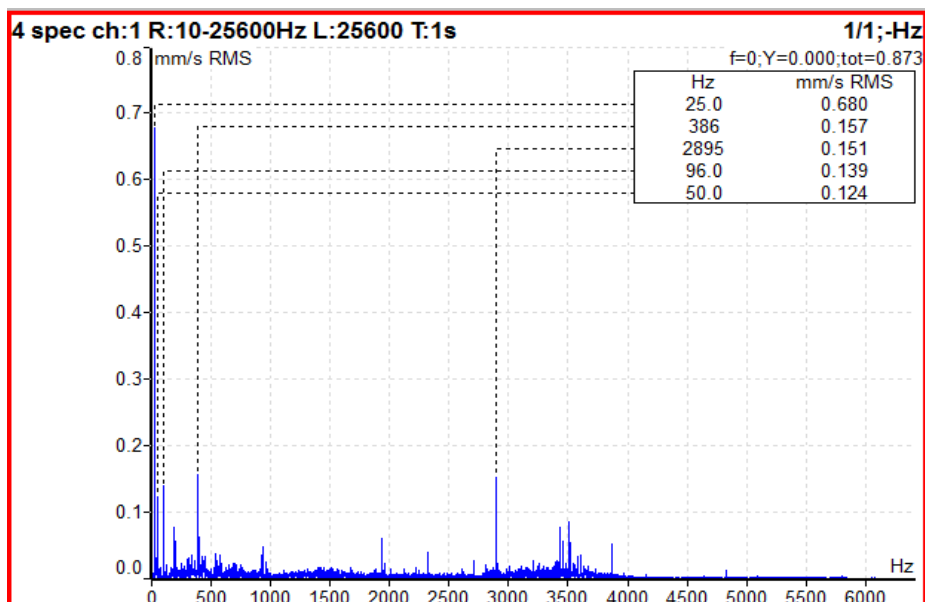
Graf 12.: Spektrum výstupního ložiska I., vertikální směr



Graf 13.: Spektrum výstupního ložiska I., axiální směr

Turbokompresor

Z provozních důvodů nebyly vibrace změřeny při nezatíženém stavu na výstupním ložisku. Co se týče vibrací v zatíženém provozním stavu, vykazovaly všechny hodnoty kategorii A, což ukazuje výborný stav ložisek. Pro grafické zobrazení spektra bylo použito vstupní ložisko v horizontálním směru. Byly zde patrné vibrace ze zubové frekvence, tyto hodnoty jsou ale zanedbatelné.



Graf 14.: Spektrum vstupního ložiska, horizontální směr

4 Problematika turbokompresorů AC

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [11]

Turbokompresory ČKD, které dnes slouží pouze jako provozní záloha, byly nahrazeny v provozu novými turbokompresory od firmy Atlas Copco (obr. 31). Tyto moderní turbokompresory AC sice překonávají staré turbokompresory ČKD jak v účinnosti, tak i ve množství dopravovaného vzduchu, problém ale nastává hlavně v pořizovací ceně a vykonávané údržbě, která je kontraproduktivní.



Obr. 31.: Demontovaný turbokompresor AC při servisní údržbě

4.1 Současný stav údržby

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [11]

Vlastní údržba na turbokompresorech AC je prováděna servisem výrobce. Systém údržby je založen na preventivní údržbě, která má základní časový cyklus oprav nastaven na 4 000 provozních hodinách. Další tento servisní zásah je po 8 000 pracovních hodinách,

kdy je vyčerpána záruční doba. Jednotlivý servisní zásah je přesně definován jak obsahem, tak formou provedení, kterou nastavil výrobce.

Mazací plán je podle instrukční literatury nastaven tak, že po každých 8 000 provozních hodinách je nutno vyměnit olejovou náplň (pouze za originální olejovou náplň dodávanou výrobcem), včetně olejového filtru.

Z vibrodiagnostických měření je sledována dráha vibrací hřídele turbokompresoru a ložiska metodou rázových pulzů. Bližší způsob vyhodnocování těchto naměřených hodnot však není známo.

4.2 Návrh optimálnějšího způsobu provádění údržby

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [12]

Výraznějších finančních úspor je možno docílit pomocí vhodné technické diagnostiky. Vyměňování součástí, konstrukčních celků a oleje podle nynější hranice počtu provozních hodin, je velice finančně náročné. Proto by bylo vhodné změnit systém údržby na prognostickou diagnostiku, kde by se redukovaly zbytečné výměny nepoškozených strojních dílů. Prognostický systém údržby je založen na provedení určených diagnostických měření, podle kterých je zjištěn skutečný technický stav a následně provedeny žádoucí opravy.

Značný vliv na provozní náklady má také vyměňování strojních dílů a olejů za originální značkové náhrady. Výměna oleje a olejových filtrů by měla být uskutečněna až po aplikaci tribodiagnostiky, kde by byly odebrány vzorky oleje a podrobeny patřičným rozborům. Originální olej by mohl být nahrazen neoriginálním, levnějším olejem, jestliže by byl dodržen správný typ složení a tribologických měření. Nahrazení vzduchových filtrů za neznačkové v kombinaci měření tlakových rozdílů před a za filtry by také přineslo značné finanční úspory.

Při správném použití metod vibrodiagnostiky, tribodiagnostiky a dalších sledování provozních parametrů turbokompresorů AC, je možné ve velké míře jak snížit náklady na provoz, tak i předcházet poškození stroje.

5 Závěr

Turbokompresory ČKD řady 16, 32 a 50 byly v provozu nahrazeny novějšími a lepšími turbokompresory AC. Vzhledem ke snižování produkce firmy OKD, se snižují i nároky na potřeby stlačeného vzduchu a výkonné turbokompresory AC proto neběží na potřebný výkon nutný k pokrytí ekonomických požadavků. Z tohoto důvodu bylo zapotřebí zvážení jistých kroků k zlepšení této nepříznivé situace.

Nejzásadnější, ale z hlediska ekonomického tou nejlepší variantou, by bylo prodání turbokompresorů AC a znovu navrácení se k turbokompresorům ČKD. Na první pohled se to může zdát jako velký krok zpátky, ale v důsledku by to znamenalo velké ušetření financí a usnadnění náročnosti údržby. Z tohoto důvodu bylo žádoucí zaměřit se na turbokompresory ČKD a zjistit, zdali by byly schopné znovu plného provozu. Z naměřených vibrací bylo patrné, že i takto staré stroje jsou velmi kvalitně vyrobeny a v případě revize a menších oprav jsou bez problému schopny provozu. Jsou sice energeticky náročnější a méně účinné, ale jestliže zhodnotíme hledisko náročnosti údržby, jsou velmi výhodné.

Jako další varianta se nabízí ponechání turbokompresorů ČKD jako záložní, ovšem změnit údržbový plán u turbokompresorů AC. Jelikož už nejsou tyto turbokompresory AC v záruční době, je možné použití neznačkových dílů a provádět vlastní diagnostiku, která by byla mnohem výhodnější než ta stávající.

Vzhledem ke snižující se potřebě dopravovaného vzduchu však klesá i potřeba záložních turbokompresorů ČKD, jejichž je více než dostatek. Tyto turbokompresory však mají vzhledem ke stáří malou prodejní hodnotu.

Samozřejmě se nedá s určitostí říct, jestli se bude produkce OKD zvyšovat či snižovat, ale vzhledem ke klesajícímu trendu je spíše pravděpodobnější pokles. Proto se nabízí otázka, zdali nebyla koupě turbokompresoru AC chybným krokem, který vedl spíše k finančním ztrátám, než k zisku. K zabránění dalším ztrátám by proto bylo žádoucí využít alespoň možnosti optimalizace údržby turbokompresorů AC, což se jeví jako zlatá střední cesta.

Seznam použité literatury

- [1] CHLUMSKÝ, Vladimír; LIŠKA, Antonín. *Kompresory*. 2. vyd., SNTL Praha, 1982, 195 s. ISBN 04-224-82.
- [2] KAMINSKÝ, Jaroslav; KOLARČÍK, Kamil; PUMPRLA, Oto. *Kompresory*. 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [3] KREIDL, Marcel; ŠMÍD, Radislav. *Technická diagnostika: senzory – metody - analýza signálu*. BEN - Technická literatura, Praha 2006, 408 s., ISBN 80-7300-158-6.
- [4] HELEBRANT, František; ZIEGLER, Jiří. *Technická diagnostika a spolehlivost II: Vibrodiagnostika*. 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004, 173 s. ISBN 80-248-0650-9.
- [5] *Výroční zpráva společnosti Dalkia Industry CZ za rok 2012* [online]. Ostrava, Dalkia Industry CZ, a.s., 2012- [cit. 14. března 2014]. 1x ročně. Dostupné z: <<http://www.dalkiaindustry.cz/cz/vyrocni-zpravy-c3>>
- [6] *Turbokompresory radiální a axiální* [online]. Listopad 2011, [citace 28. března 2014]. Dostupné z: <<http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/24-turbokompresory-radialni-axialni.html>>
- [7] Dalkia Industry Cz, a.s.; Zelená 2061/88A, 709 00 Ostrava. *Místní provozní bezpečnostní předpis*. 2011. 44 s.
- [8] Amplu Servis a.s.; Elektrárenská 5558, Ostrava-Třebovice, 709 74 Ostrava. *Měření vibrací turbokompresoru TK ETK 16/1*. 2012. 18 s.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Turbokompresor v technologickém celku. *Transformační technologie*[online]. Březen 2013 [cit. 4. dubna 2014]. Dostupné z: <<http://www.transformacni-technologie.cz/turbokompresor-v-technologickem-celku.html>>ISSN 1804-8293
- [10] *A4400 VA4 Pro - Analyzátor vibrací*[online]. Ostrava, Adash spol s.r.o., 2014- [cit. 20. března 2014]. Dostupné z: <http://www.adash.com/condition-monitoring/product_a4400_cz.php>
- [11] VŠB-TUO; 17. listopadu 15/2172, Ostrava. *Úvodní předprojektová studie možných řešení údržby kompresorů řady ZH*. 2013. 16s.
- [12] VŠB-TUO; 17. listopadu 15/2172, Ostrava. *Projektová studie možných řešení údržby kompresorů řady ZH*. 2013. 4s.